



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ZÁŽEHOVÝ SEDMIVÁLCOVÝ HVĚZDICOVÝ LETECKÝ  
MOTOR**

PETROL SEVEN-CYLINDER RADIAL AIRCRAFT ENGINE

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Bc. Tomáš Horváth

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2019

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Tomáš Horváth</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.</b>
Akademický rok:	2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## **Zážehový sedmiválcový hvězdicový letecký motor**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Navrhnout hnací ústrojí zážehového sedmiválcového hvězdicového leteckého motoru a provést jeho výpočtovou kontrolu.

### **Cíle diplomové práce:**

Pro zadané základní parametry klikového mechanismu a válcové jednotky

- navrhnout konfiguraci klikového hřídele
- navrhnout uspořádání hlavní ojnice a vedlejších ojníc
- navrhnout vyvážení setrvačných sil v klikovém mechanismu
- pro zvolené uspořádání klikového mechanismu zpracovat výkresovou dokumentaci jeho hlavních komponent
- provést pevnostní kontrolu vybraných komponent

### **Seznam doporučené literatury:**

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖEHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

HAFNER, Karl Ernst a MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7- 68-5.

SKOTSKY, Alexander A. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 179 s. ISBN 978-80-87143-15-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

.....

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

.....

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Cílem diplomové práce je návrh hnacího ústrojí zážehového sedmiválcového hvězdicového leteckého motoru včetně pevnostní analýzy vybraných komponent. Základní parametry válcové jednotky vychází z motoru Škoda 1,2 HTP 12V 47kW AZQ.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Hvězdicový motor, hnací ústrojí, ojnice, pevnostní analýza, vyvažování klikového mechanismu.

## ABSTRACT

The aim of this diploma thesis is to propose a drive train of a seven-cylinder radial engine, including strength analysis of selected components. The basic parameters of the engine cylinder are based on the Škoda 1.2 HTP 12V 47kW AZQ engine.

## KEYWORDS

Radial engine, powertrain, connecting rod, strength analysis, crank mechanism balancing.

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HORVÁTH, T. *Zážehový sedmiválcový hvězdicový letecký motor*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 105 s. Vedoucí diplomové práce Václav Píštěk.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václav Píštěka, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Bc. Tomáš Horváth

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval své rodině a svým blízkým za jejich podporu, kterou mi v těžkých chvílích věnovali. Dále chci poděkovat vedoucímu diplomové práce panu profesoru Václavu Píštěkovi za jeho ochotu, cenné rady, které mi v průběhu psaní této práce poskytnul, a za svůj drahocenný čas, který mi věnoval.

## OBSAH

Úvod .....	11
1 Hnací ústrojí .....	12
2 Hvězdicový motor .....	13
3 Mechanismus s vedlejší ojnici .....	15
4 Zadané parametry válcové jednotky .....	16
5 Vypočtené parametry válcové jednotky .....	16
6 Úhel mezi válci .....	17
7 Kinematika klikového mechanismu .....	18
8 Dráhy pístů .....	19
8.1 Dráha pístu hlavního válce .....	19
8.2 Dráhy pístů vedlejších válců .....	19
8.3 Dráhy pístů bez korekce .....	23
9 Rychlosti a zrychlení pístů .....	24
9.1 Rychlost a zrychlení pístu hlavního válce .....	24
9.2 Rychlosti a zrychlení pístů vedlejších válců .....	24
9.3 Numerické řešení rychlosti a zrychlení pístů pomocí Fourierovy řady .....	25
9.3.1 Fourierovy součinitele .....	25
9.3.2 Dráha pístu podle Fourierovy řady .....	26
9.3.3 Rychlost a zrychlení pístu podle Fourierovy řady .....	27
10 Průběh tlaku ve válcích .....	30
11 Síly působící v klikovém mechanismu .....	32
12 Tvorba modelů klikového mechanismu .....	38
12.1 Model klikové hřídele .....	38
12.2 Model hlavní ojnice .....	40
12.3 Model vedlejší ojnice .....	41
12.4 Model pístu .....	41
13 Pevnostní analýza vybraných komponent .....	42
13.1 Pevnostní kontrola vedlejších ojníc .....	42
13.1.1 Úprava 3D modelu vedlejší ojnice .....	42
13.1.2 Importování modelu vedlejší ojnice .....	43
13.1.3 Vyhodnocení zátěžných stavů vedlejší ojnice .....	43
13.1.4 Volba materiálu vedlejší ojnice .....	45
13.1.5 Pomocný souřadný systém .....	46
13.1.6 Vytvoření kontaktů .....	46
13.1.7 Tvorba sítě vedlejší ojnice .....	47



13.1.8	Okrajové podmínky .....	48
13.1.9	Silové zatížení vedlejší ojnice .....	49
13.1.10	Analýza výsledků napětí .....	49
14	Únavové namáhání vedlejší ojnice .....	55
14.1	Kritická místa .....	56
14.2	Výpočet únavové bezpečnosti .....	58
14.2.1	Součinitel vlivu povrchu .....	58
14.2.2	Vliv pravděpodobnosti přežití .....	58
14.2.3	Střední napětí a amplituda napětí .....	59
14.2.4	Poměrný gradient napětí .....	60
14.2.5	Korekční součinitel .....	60
14.2.6	Poměrný součinitel vrubu a součinitel tvaru .....	61
14.2.7	Únavová bezpečnost .....	61
15	Pevnostní analýza po úpravě geometrie .....	64
15.1	Úprava geometrie vedlejší ojnice .....	64
15.2	Tvorba sítě vedlejší ojnice po úpravě geometrie .....	65
15.3	Okrajové podmínky ojnice po úpravě geometrie .....	66
15.4	Analýza výsledků napětí ojnice po úpravě geometrie .....	66
16	Únavové namáhání vedlejší ojnice po úpravě geometrie .....	70
16.1	Výpočet únavové bezpečnosti ojnice po úpravě geometrie .....	71
17	Pevnostní kontrola čepů .....	74
17.1	Materiál pístního a ojnicního čepu vedlejší ojnice .....	74
17.2	Pevnostní kontrola pístního čepu .....	75
17.3	Pevnostní kontrola ojnicního čepu vedlejší ojnice .....	77
18	Kontrola vedlejší ojnice na vzpěr .....	79
19	Vyvažování klikového mechanismu .....	81
19.1	Redukce hlavní a vedlejší ojnice .....	81
19.1.1	Redukce vedlejší ojnice .....	81
19.1.2	Redukce hlavní ojnice .....	83
19.2	Výpočet setrvačných sil .....	85
19.2.1	Setrvačné síly od částí konajících translační pohyb .....	85
19.2.2	Výslednice setrvačných sil od částí konajících translační pohyb .....	86
19.2.3	Síla vyvažující části konajících translační pohyb .....	88
19.2.4	Setrvačné síly od částí konajících rotační pohyb .....	90
19.3	Určení hmotnosti vývažku na klikové hřídeli .....	91
Závěr	.....	94

---

Seznam použitých zkratek a symbolů .....	97
Seznam příloh .....	105

## ÚVOD

Spalovací motor je tepelný stroj, který ve spalovacím prostoru spaluje palivo. Druhy paliv jsou benzín, nafta, plyn, mazut, petrolej a další. V dnešní době jsou nejvíce rozšířené motory spalující benzín (zážehové motory) nebo naftu (vznětové motory). Chemická energie paliva se vlivem hoření přeměňuje na energii mechanickou a tepelnou. Mechanická energie paliva působí na píst a pohybuje s ním z horní do dolní úvratě. U zážehových motorů se přivádí do spalovacího prostoru směs paliva se vzduchem, která se zapálí zapalovací svíčkou. U moderních zážehových motorů se do spalovacího prostoru přivádí pouze vzduch a palivo se do něj vstříkne tryskou v hlavě válce. Výsledná směs se poté zapálí zapalovací svíčkou. U motorů vznětových se do spalovacího prostoru přivádí pouze vzduch, do kterého se posléze vstříkne palivo vstřikovačem, které se pod vysokou teplotou a tlakem vznítí. Dále se budeme zabývat pouze motory zážehovými čtyřdobými.

Čtyřdobým zážehovým motorem se rozumí motor, který vykoná jeden pracovní cyklus za  $720^\circ$  otočení klikové hřídele. Jeho čtyři doby pracovního cyklu jsou:

1) Sání:

Píst se pohybuje z horní do dolní úvratě a zároveň je do spalovacího prostoru nasávána spalovací směs přes sací kanál. Sací kanál se uzavírá sacím ventilem za dolní úvratě pístu.

1) Komprese:

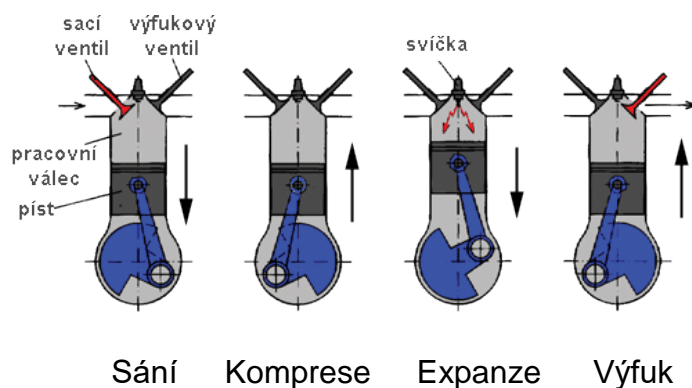
Píst se pohybuje z dolní do horní úvratě a stlačuje směs paliva a vzduchu. Narůstá tlak a teplota ve spalovacím prostoru.

2) Expanze:

Směs paliva a vzduchu je před horní úvratí zapálena zapalovací svíčkou. Nastává prudký nárůst teploty a tlaku ve spalovacím prostoru. Hořící směs paliva a vzduchu koná mechanickou práci a tlačí píst do dolní úvratě.

3) Výfuk:

Než píst dosáhne dolní úvratě, otevírá se výfukový ventil. Výfukovým kanálem jsou spaliny vytlačeny pístem ven ze spalovacího prostoru do výfuku. Předtím, než dosáhne píst horní úvratě, se otevírá sací kanál a znovu začíná první doba spalovacího cyklu. Výfukový kanál se zavírá těsně za horní úvratí. Zde vzniká tzv. překrytí ventilů, kdy jsou otevřené jak sací, tak i výfukové kanály.



Obrázek 1 Pracovní cyklus čtyřdobého zážehového motoru [3]

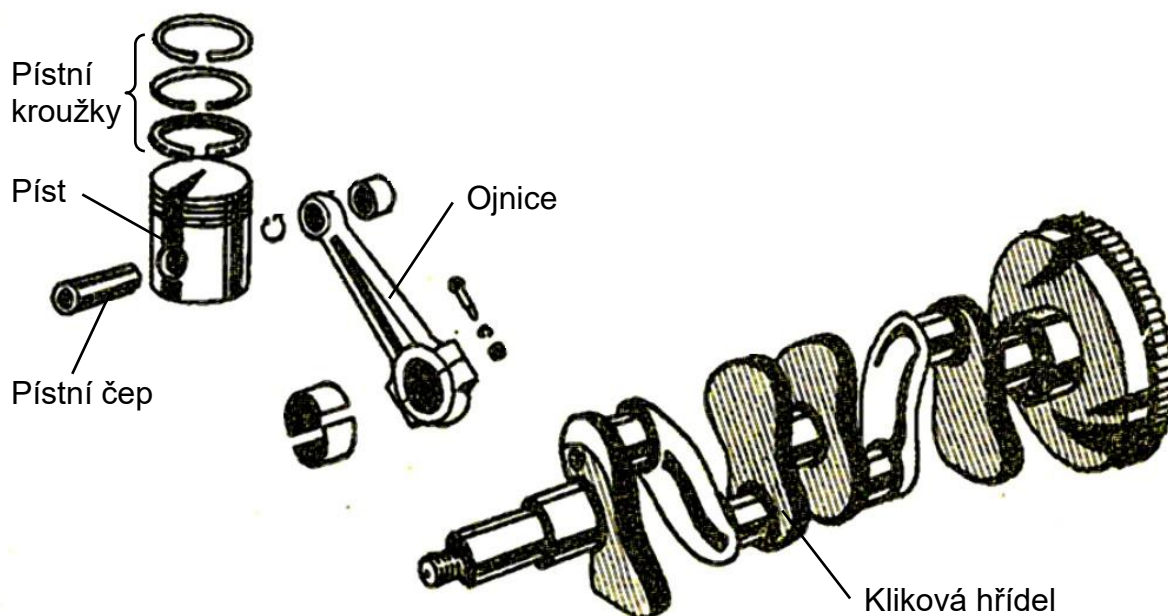
## 1 HNACÍ ÚSTROJÍ

Hnací ústrojí spalovacího motoru realizuje převod translačního pohybu pístu na rotační pohyb klikové hřídele, která přes převodovku a rozvodovku přenáší točivý moment na hnací kola. Převod translačního pohybu pístu na rotační pohyb klikové hřídele je realizován pomocí ojnice.

Píst spalovacího motoru je součástí, na kterou působí síly od tlaku plynů. Tyto síly pohybují s pístem směrem do dolní úvratě. Píst je tepelně namáhaná součást, která se vyrábí kvůli malé hmotnosti a dobré tepelné vodivosti ze slitin hliníku a křemíku. Píst vlivem vysoké teploty mění svoje rozměry. Z tohoto důvodu je opatřen drážkami pro pístní kroužky, které utěsňují prostor mezi pístem a stěnou válce, aby nedocházelo k profukům plynů do klikové skříně a neztrácel se tlak ve spalovacím prostoru.

Ojnice spalovacího motoru je tyčovitá součást, která má na obou koncích oka. Malé oko ojnice je připojeno k pístu pomocí pístního čepu. Velké oko ojnice je většinou dělené (pokud není dělená kliková hřídel) a je připojeno ke klikové hřídeli v místě ojnicního čepu. Ojnice se nejčastěji vyrábí kováním legované oceli a musí vydržet vysokocyklické namáhání.

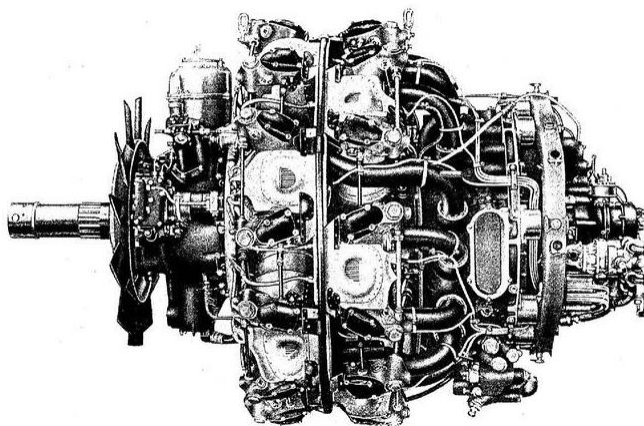
Kliková hřídel spalovacího motoru je rotační součást, která převádí translační pohyb pístu přes ojnici na pohyb rotační. Obsahuje zalomení, na kterých jsou ojnicní čepy. Dále obsahuje ložiskové čepy, na kterých jsou umístěna většinou kluzná dělená ložiska. Kliková hřídel se vyrábí většinou z jednoho kusu kováním nebo odléváním. U hvězdicových motorů nebo u větších strojů se většinou vyrábí dělená kliková hřídel ze dvou či více kusů. Materiál, ze kterého se vyrábí kliková hřídel, je konstrukční nebo ušlechtilá ocel. U odlévaných klikových hřídelí se používá šedá, legovaná nebo temperovaná litina.



Obrázek 2 Hnací ústrojí [4]

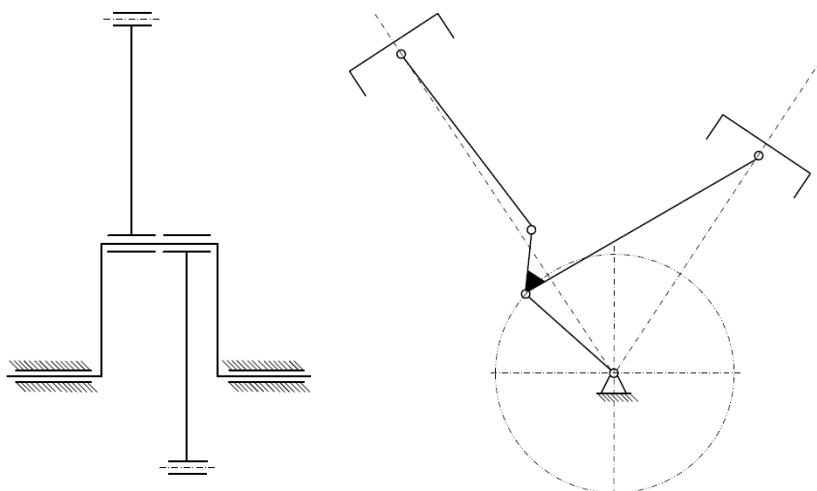
## 2 HVĚZDICOVÝ MOTOR

Hvězdicový motor je pístový spalovací motor, který se v minulosti hojně využíval v letectví zejména u letadel první a druhé světové války. Hvězdicové motory jsou chlazeny náporově vzduchem, a proto narušují aerodynamiku letadla. Během druhé světové války byl tento typ motoru vytlačen motory řadovými, které jsou chlazeny kapalinou a aerodynamiku letadla nenarušují. V dnešní době se hvězdicový motor používá jen zřídka v ojedinělých případech.



Obrázek 3 Dvouřadý hvězdicový čtrnáctiválec BMW 801 C [5]

Hvězdicový motor má válce rozmístěné v kruhu kolem klikové hřídele. Tyto válce jsou většinou v jedné rovině kolmé na osu klikové hřídele (hlavní ojnice, ke které jsou připojeny ojnice vedlejší), ale existují i konstrukční řešení, kdy jsou válce rozmístěné ve více rovinách kolmých na osu klikové hřídele (společný čep klikové hřídele, na kterém jsou umístěny ojnice). U tohoto řešení je omezení z hlediska délky ojnicního čepu (maximálně tříválcové hvězdicové motory). Válce mezi sebou svírají stejný úhel. Výkonější varianty hvězdicových motorů obsahovaly více řad válců, které byly umístěny za sebou.



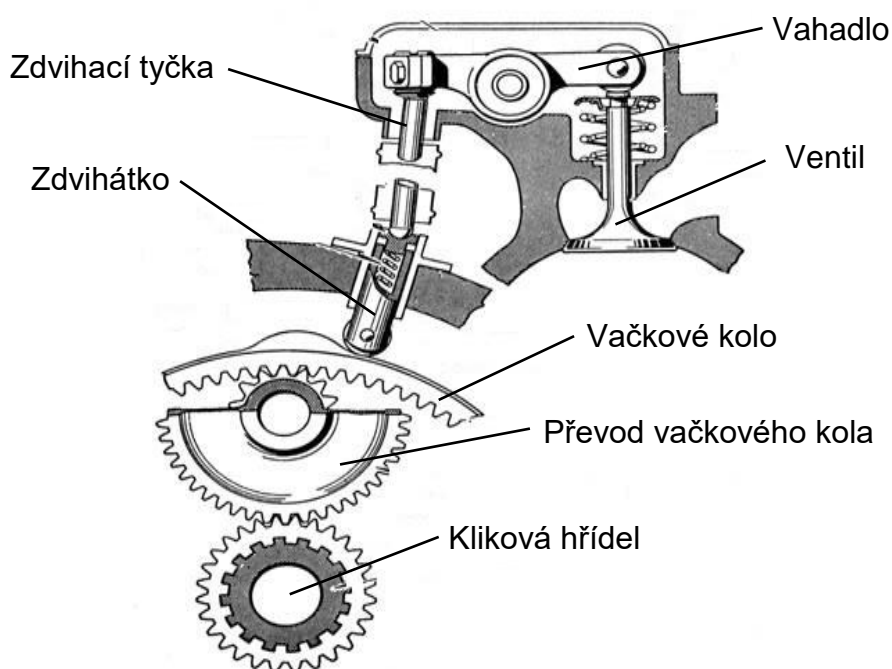
Obrázek 4 Konstrukční řešení hvězdicového motoru. Vlevo: Ojnice uložené na společném ojnicním čepu. Vpravo: Hlavní a vedlejší ojnice. [1]

Jak už bylo řečeno, je hvězdicový typ motoru většinou chlazený náporově vzduchem. Kvůli tomuto typu chlazení jsou na válcích umístěna žebra, která chlazení zlepšují. Počet válců musí být u čtyřdobých motorů lichý z důvodu, aby vycházelo zapalování válců. U víceřadých motorů může být počet válců sudý, ale jedna řada (hvězdice) musí mít počet válců lichý.



Obrázek 5 Sedmiválcový hvězdicový motor EVOE735 [7]

Rozvodový mechanismus je u hvězdicového motoru typ OHV. Na klikové hřídeli je umístěno vačkové kolo, které se otáčí společně s klikovou hřídelí a pohybuje se zdvihátkami a zdvihacími tyčkami, které přes vahadla otevírají a zavírají sací a výfukové ventily. Vačkové kolo se otáčí  $(p-1)$ krát pomaleji než kliková hřídel, kde  $p$  je počet válců. V případě sedmiválcového hvězdicového motoru se vačkové kolo otáčí šestkrát pomaleji než kliková hřídel.



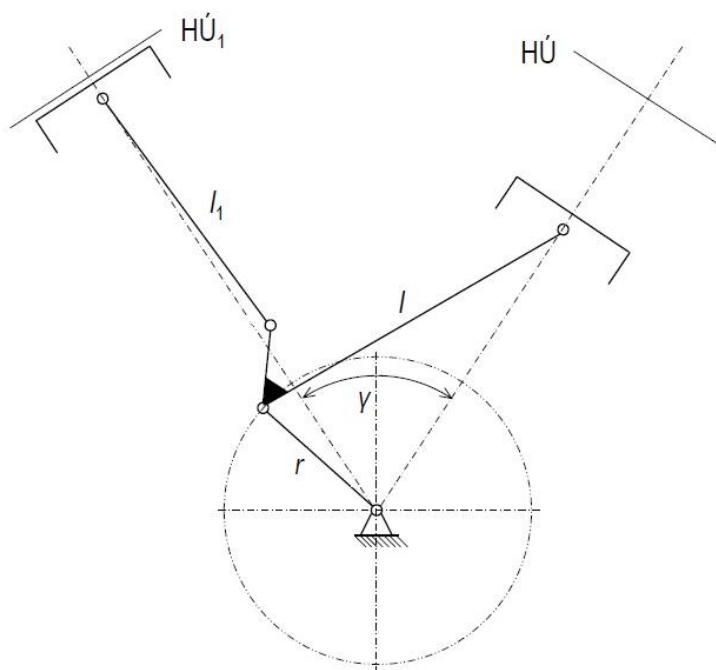
Obrázek 6 Rozvod OHV [8]

### 3 MECHANISMUS S VEDLEJŠÍ OJNICÍ

Mechanismus s vedlejší ojnicí je typ klikového mechanismu, kdy se na čepu zalomení klikové hřídele otáčí jedna hlavní ojnice. K hlavní ojnici jsou v kruhu kolem velkého oka připojeny ojnice vedlejší. Toto konstrukční řešení způsobuje, že píst vedlejší ojnice má vyšší zdvih než píst ojnice hlavní. Různé zdvihy pístů způsobují rozdílné kompresní poměry ve válcích, což by způsobovalo nerovnoměrnost chodu. Z tohoto důvodu se musí upravovat geometrie mechanismu tak, aby byly kompresní poměry ve všech válcích stejné i přesto, že jednotlivé písty mají různý zdvih.

Výhodou mechanismu s vedlejší ojnicí je fakt, že i u víceválcového motoru je krátká kliková hřídel, která má pouze jedno zalomení, pokud se tedy bavíme o jednořadém motoru.

Existují dvě varianty konstrukce klikové hřídele. První variantou je celistvá kliková hřídel stejně jako u klasického řadového motoru a hlavní ojnice je dělená. Druhou variantou je dělená kliková hřídel a celistvá hlavní ojnice. Dělená kliková hřídel se používá u víceválcových motorů, kde by bylo složité dělit velké oko hlavní ojnice, která je konstrukčně složitá.



Obrázek 7 Mechanismus s vedlejší ojnicí [1]

- $HÚ$  – horní úvrať hlavního válce
- $HÚ_1$  – horní úvrať vedlejšího válce
- $l$  – délka hlavní ojnice [mm]
- $l_1$  – délka vedlejší ojnice [mm]
- $r$  – délka zalomení klikové hřídele [mm]
- $\gamma$  – úhel mezi válci [°]



## 4 ZADANÉ PARAMETRY VÁLCOVÉ JEDNOTKY

Základní parametry válcové jednotky nutné pro výpočet vychází z motoru Škoda 1.2 HTP 12V 47kW AZQ. Tyto hodnoty byly poskytnuty vedoucím diplomové práce. Byly převzaty rozměry pístu, vrtání válce a rozměry ojnice. Délka ojnice však musela být prodloužena oproti výchozímu motoru o 20 mm z důvodu, že ojnice byla pro realizaci sedmiválcového hvězdicového motoru příliš krátká. S výchozí délkou ojnice 138 mm by se písty nevešly vedle sebe a v dolních úvratích by docházelo ke kolizím. Kompresní poměr hlavního válce byl zvolený po diskuzi a odsouhlasení vedoucím diplomové práce. Délka ojnicí kliky byla zvolena dle konstrukčních a rozměrových možností.

Tabulka 1 Zadané parametry válcové jednotky

Vrtání	$D$ [mm]	76,5
Poloměr zalomení kliky	$R$ [mm]	44
Délka hlavní ojnice	$L$ [mm]	158
Kompresní poměr hlavního válce	$\varepsilon_h$ [-]	8
Jmenovité otáčky motoru	$n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	3000
Počet válců motoru	$i_v$ [-]	7
Délka ojnicí kliky	$r$ [mm]	50

## 5 VÝPOČTENÉ PARAMETRY VÁLCOVÉ JEDNOTKY

Pro výpočty je nutno znát i další parametry válcové jednotky, které nejsou uvedeny v zadání. Tyto parametry se spočítají z jednoduchých vztahů.

- Úhlová rychlost klikové hřídele:  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$  [ $\text{rad/s}$ ] (1)
- Délka vedlejší ojnice:  $l = L - r$  [mm] (2)
- Klikový poměr:  $\lambda = \frac{R}{L}$  [-] (3)

Tabulka 2 Vypočtené parametry válcové jednotky

Úhlová rychlost klikové hřídele	$\omega$ [rad/s]	314,2
Délka vedlejší ojnice	$l$ [mm]	108
Klikový poměr	$\lambda$ [-]	0,278
Úhel pootočení klikové hřídele	$j$ [°]	0 .. 720



## 6 ÚHEL MEZI VÁLCI

Úhel rozevření jednotlivých válců  $\delta$  je úhel, který svírají osy jednotlivých válců. Tento úhel se spočítá podle vztahu:

$$\delta = \frac{360}{i_v} [^\circ] \quad (4)$$

$i_v$  – počet válců

Úhel mezi válci je potom úhel, který svírají osy jednotlivých vedlejších válců s osou hlavního válce, tzn. osa hlavního válce má  $\delta_0 = 0^\circ$ . Úhly, které svírají osy jednotlivých válců s osou hlavního válce, se potom vypočítají podle:

$$\delta_i = i \cdot \delta [^\circ] \quad (5)$$

$i$  –  $i$ -tý vedlejší válec (1-6)

Tabulka 3 Úhly mezi válci vzhledem k ose hlavního válce

i-tý vedlejší válec	Úhel mezi i-tým vedlejším a hlavním válcem. [°]
$\delta_1$	51,429
$\delta_2$	102,857
$\delta_3$	154,286
$\delta_4$	205,714
$\delta_5$	257,143
$\delta_6$	308,571

## 7 KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Na *obrázku 8* je znázorněné schéma klikového mechanismu sedmiválcového hvězdicového motoru. V tomto schématu jsou znázorněny potřebné úhly a osy.

$H$  – osa hlavního válce

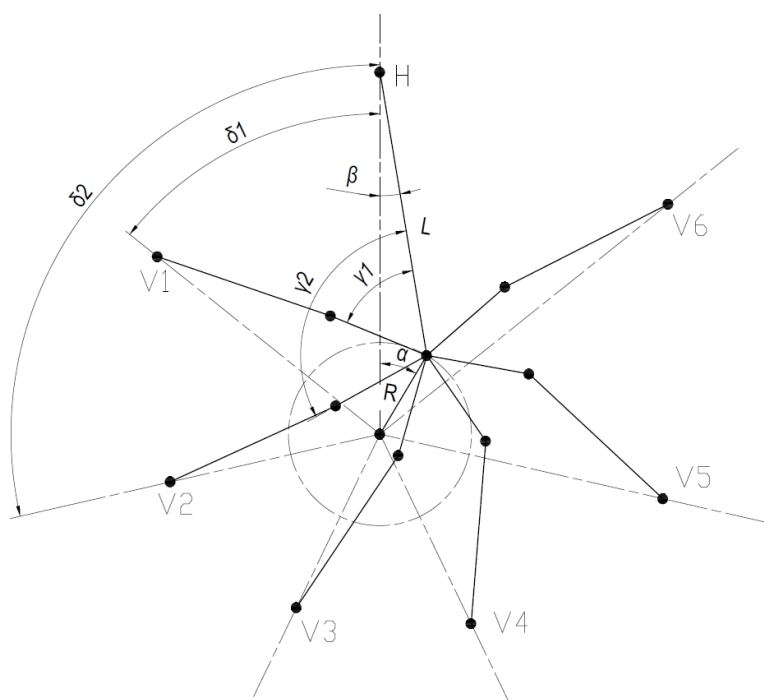
$V_i$  – osy vedlejších válců

$\delta_i$  – úhly mezi válci

$\gamma_i$  – úhel mezi osou hlavní ojnice a ramenem vedlejší ojnice

$\alpha$  – úhel natočení ramene klikové hřídele od osy hlavního válce

$\beta$  – úhel odklonu hlavní ojnice od osy hlavního válce



Obrázek 8 Kinematika klikového mechanismu

## 8 DRÁHY PÍSTŮ

### 8.1 DRÁHA PÍSTU HLAVNÍHO VÁLCE

Dráha pístu hlavního válce se počítá stejně jako u klasického konvenčního řadového motoru dle vztahu [8]:

$$s_h = R \cdot \cos(\alpha) + L \cdot \cos(\beta) \text{ [mm]} \quad (6)$$

kde  $R$  je poloměr zalomení klikové hřídele,  $\alpha$  je úhel natočení ramene klikové hřídele od osy hlavního válce,  $L$  je délka hlavní ojnice a  $\beta$  je úhel odklonu hlavní ojnice od osy hlavního válce.

Úhel  $\beta$  se vypočítá dle vztahu:

$$\beta = \sin\left(\frac{R \cdot \sin(\alpha)}{L}\right) [^\circ] \quad (7)$$

Vzdálenost horní úvratě pístu od osy otáčení klikové hřídele je maximální hodnota dráhy  $s_h$  a vzdálenost dolní úvratě pístu od osy otáčení klikového hřídele je minimální hodnota dráhy  $s_h$  (6).

Horní úvrať pístu hlavního válce:  $s_{hmax} = 202 \text{ mm}$

Dolní úvrať pístu hlavního válce:  $s_{hmin} = 114 \text{ mm}$

Zdvih pístu hlavního válce se vypočítá dle:

$$Z_h = 2 \cdot R = 2 \cdot 44 = 88 \text{ mm} \quad (8)$$

Kompresní poměr hlavního válce je zvolený v zadání v základních parametrech válcové jednotky:

$$\varepsilon_h = 8 \quad (9)$$

### 8.2 DRÁHY PÍSTŮ VEDLEJŠÍCH VÁLCEŮ

Dráha pístu vedlejšího válce musí být taková, aby byl zachován stejný kompresní poměr jako u hlavního válce. V tomto případě musí být také stejné vzdálenosti horních úvratí pístů vedlejšího a hlavního válce. Musí tedy platit:

$$\varepsilon_h \approx \varepsilon_i \quad (10)$$

$$s_{hmax} \approx s_{imax} \quad (11)$$

kde  $\varepsilon_i$  je kompresní poměr  $i$ -tého vedlejšího válce a  $s_{imax}$  je vzdálenost horní úvratě  $i$ -tého vedlejšího válce od osy otáčení klikové hřídele.

Dráha pístu i-tého vedlejšího válce  $s_i$  u mechanismu s vedlejší ojnicí se vypočítá dle vztahu [1]:

$$s_i = R \cdot \cos(\alpha_i) + r \cdot \cos(\beta - \psi_i) + l \cdot \cos(\beta_i) \text{ [mm]} \quad (12)$$

Úhel natočení klikové hřídele od osy i-tého vedlejšího válce se vypočítá podle:

$$\alpha_i = \alpha - \delta_i \text{ [}^\circ\text{]} \quad (13)$$

Úhel odklonu i-té vedlejší ojnice od osy i-tého vedlejšího válce se vypočítá podle:

$$\beta_i = \arcsin\left(\frac{R \cdot \sin(\alpha_i) - r \cdot \sin(\beta - \psi_i)}{l}\right) \text{ [}^\circ\text{]} \quad (14)$$

Ve vztahu pro úhel  $\beta_i$  si lze všimnout, že v něm figuruje úhel  $\psi_i$ . Tento úhel je důležitý pro výpočet úhlu mezi osou hlavní ojnice a ramenem i-té vedlejší ojnice  $\gamma_i$ .

Úhel  $\psi_i$  je korekce úhlu  $\gamma_i$ . Bez této korekce by nebylo dosaženo stejné vzdálenosti horních úvratí hlavního a i-tého vedlejšího pístu od osy otáčení klikové hřídele. To by způsobilo různé kompresní poměry mezi hlavním a i-tým vedleším válcem. Tato skutečnost je nežádoucí.

Výpočet úhlu  $\psi_i$  se provádí dle vztahu, který udá prvotní přibližnou hodnotu tohoto úhlu, a následně se provede numerická iterace tak, aby výsledný i-tý kompresní poměr vedlejšího válce  $\varepsilon_i$  byl rovný nebo přibližně stejný jako kompresní poměr hlavního válce  $\varepsilon_h$ .

$$\psi_{i\text{odhad}} = \arcsin\left(\frac{(\varepsilon - 1) \cdot \lambda \cdot \sin(\delta_i)}{(\varepsilon + 1) + 2 \cdot \sqrt{\varepsilon \cdot (1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\gamma))}}\right) \text{ [}^\circ\text{]} \quad (15)$$

Tabulka 4 Přibližné hodnoty úhlu  $\psi_i$

i-tý vedlejší válec	$\psi_{i\text{odhad}} \text{ [}^\circ\text{]}$
1	6,025
2	7,561
3	3,318
4	-3,318
5	-7,561
6	-6,025

Pro realizaci numerické iterace úhlu  $\psi_{i\text{odhad}}$  a získání úhlu  $\psi_i$  potřebujeme znát skutečný kompresní poměr i-tého vedlejšího válce.

Obecný vztah pro kompresní poměr:

$$\varepsilon_i = \frac{V_{zi} + V_{ki}}{V_{ki}} [-] \quad (16)$$

Zdvihový objem i-tého vedlejšího válce:

$$V_{zi} = Z_i \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} [cm^3] \quad (17)$$

Zdvih i-tého vedlejšího válce:

$$Z_i = s_{imax} - s_{imin} [mm] \quad (18)$$

$s_{imax}$  - vzdálenost horní úvratě od osy otáčení klikové hřídele [mm]

$s_{imin}$  - vzdálenost dolní úvratě od osy otáčení klikové hřídele [mm]

Kompresní objem i-tého vedlejšího válce:

$$V_{ki} = k_{vi} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} [cm^3] \quad (19)$$

Výška kompresního objemu i-tého vedlejšího válce:

$$k_{vi} = h_{celk} - s_{imax} [mm] \quad (20)$$

Vzdálenost horní hrany kompresního objemu hlavního válce od osy klikové hřídele:

$$h_{celk} = k_h + L + R [mm] \quad (21)$$

Výška kompresního objemu hlavního válce:

$$k_h = \frac{4 \cdot V_{kh}}{\pi \cdot D^2} [mm] \quad (22)$$

Kompresní objem hlavního válce:

$$V_{kh} = \frac{V_{zh}}{\varepsilon_h - 1} [cm^3] \quad (23)$$

Zdvihový objem hlavního válce:

$$V_{zh} = Z \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} [cm^3] \quad (24)$$

Úhel mezi osou hlavní ojnice a ramenem vedlejší ojnice:

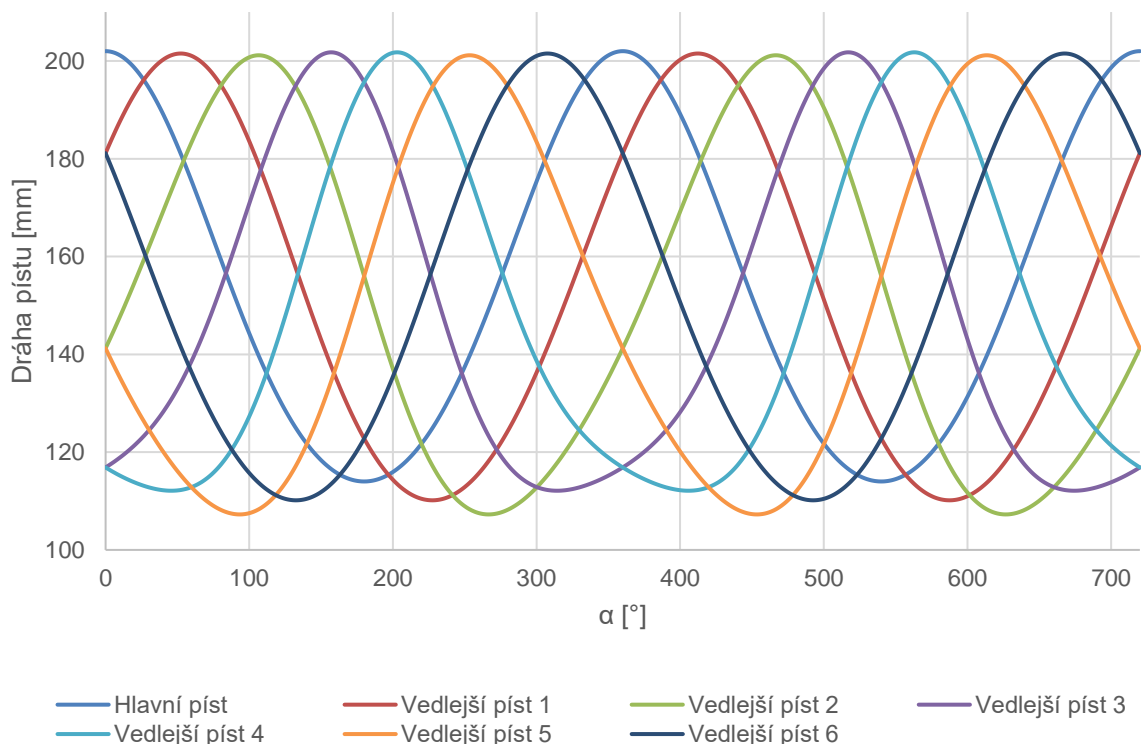
$$\gamma_i = \psi_i + \delta_i [^\circ] \quad (25)$$

Jelikož úhel  $\psi_i$  figuruje v předchozích výpočtech pro dráhu i-tého vedlejšího válce a pro úhel odklonu i-té vedlejší ojnice od osy i-tého vedlejšího válce, tak se hodnota výsledného kompresního poměru i-tého válce mění se změnou tohoto úhlu. Po dostatečné numerické iteraci vychází parametry drah pístů hlavního a vedlejších válců viz *tabulka 5*.

*Tabulka 5 Parametry drah pístů hlavního a vedlejších válců*

i-tý vedlejší válec	$\varepsilon_i$ [–]	$\gamma_i$ [°]	$Z_i$ [mm]	$s_{imax}$ [mm]
1	8	57,384	91,370	201,518
2	8	109,237	93,897	201,158
3	8	155,826	89,657	201,763
4	8	204,174	89,657	201,763
5	8	250,763	93,897	201,158
6	8	302,616	91,370	201,518
Hlavní válec	8	-	88	202

### Závislost dráhy pístu na natočení klikové hřídele



*Obrázek 9 Dráha pístu v závislosti na natočení klikové hřídele*

### 8.3 DRÁHY PÍSTŮ BEZ KOREKCE

Pro srovnání je níže uvedena závislost (Obrázek 10), kde je znázorněn průběh drah pístů v závislosti na natočení klikové hřídele, kdyby se neprovedla korekce úhlu  $\gamma_i$ . Z grafu jsou jasně patrné různé vzdálenosti horních úvratí jednotlivých pístů od osy otáčení klikové hřídele. V tabulce 6 jsou uvedené hodnoty kompresních poměrů pro jednotlivé válce. Hodnoty kompresních poměrů se od sebe značně liší, což je nežádoucí a z tohoto důvodu je nezbytné provést korekci úhlu  $\gamma_i$ , která je popsána v kapitole (8.2).

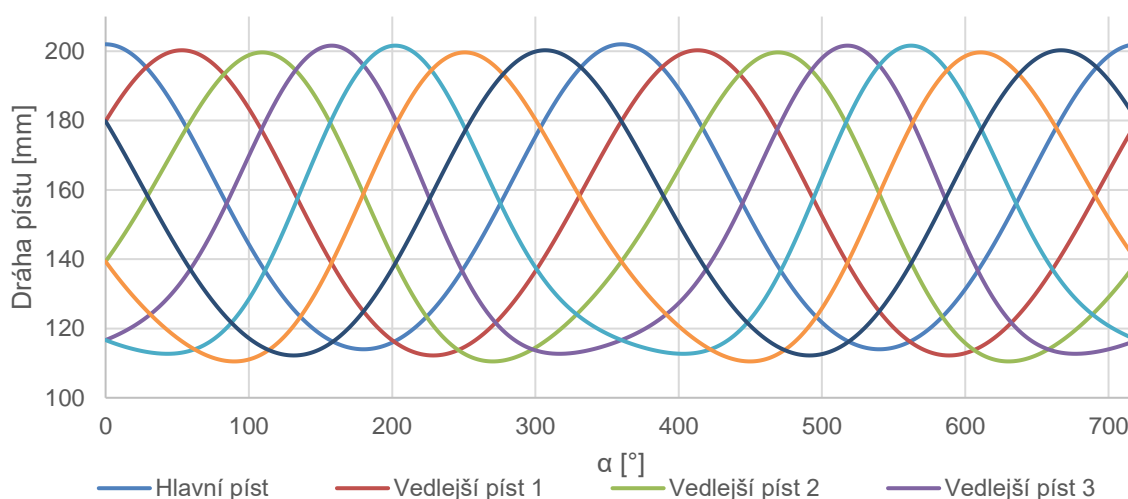
U tohoto řešení platí, že jednotlivé úhly mezi osou hlavní ojnice a ramenem vedlejší ojnice se rovnají s úhly mezi válci:

$$\gamma_i = \delta_i [^\circ] \quad (26)$$

Tabulka 6 Parametry drah pístů hlavního a vedlejších válců bez korekce úhlu  $\gamma_i$

i-tý vedlejší válec	$\varepsilon_i [-]$	$\gamma_i [^\circ]$	$Z_i [mm]$	$s_{imax} [mm]$
1	7,160	51,429	88,064	200,275
2	6,976	102,857	89,162	199,651
3	7,859	154,286	88,916	201,609
4	7,859	205,714	88,916	201,609
5	6,976	257,143	89,162	199,651
6	7,160	308,571	88,064	200,275
Hlavní válec	8	-	88	202

**Závislost dráhy pístu na natočení klikové hřídele bez korekce úhlu mezi osou hlavní ojnice a ramenem vedlejší ojnice**



Obrázek 10 Dráha pístu v závislosti na natočení klikové hřídele bez korekce úhlu  $\gamma_i$

## 9 RYCHLOSTI A ZRYCHLENÍ PÍSTŮ

### 9.1 RYCHLOST A ZRYCHLENÍ PÍSTU HLAVNÍHO VÁLCE

Rychlost a zrychlení pístu hlavního válce se spočítají dle vztahů, které jsou stejné jako pro píst klasického konvenčního řadového motoru [9].

Rychlost pístu hlavního válce:

$$v_{hvzorec} = R \cdot \omega \cdot \left( \sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2\alpha) \right) [m \cdot s^{-1}] \quad (27)$$

kde  $\omega$  je úhlová rychlost klikové hřídele a  $\lambda$  je klikový poměr. Tyto parametry jsou spočítané v kapitole (4).

Zrychlení pístu hlavního válce:

$$a_{hvzorec} = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2\alpha)) [m \cdot s^{-2}] \quad (28)$$

### 9.2 RYCHLOSTI A ZRYCHLENÍ PÍSTŮ VEDLEJŠÍCH VÁLCŮ

Rychlosti a zrychlení pístů vedlejších válců jsou poněkud složitější, protože zde máme složitější pohyb vedlejších ojnic. Obecně se dá rychlost a zrychlení mechanismu s vedlejší ojnicí spočítat dle vztahů, které obsahují konstrukční konstanty klikového ústrojí [1].

Rychlost pístu vedlejšího válce:

$$v_{ivzorec} = R \cdot \omega \cdot \left( E_i \cdot \sin(\alpha_i + \phi_i) + \frac{1}{2} \cdot F_i \cdot \sin(2 \cdot \alpha_i - \theta_i) \right) [m \cdot s^{-1}] \quad (29)$$

Zrychlení pístu vedlejšího válce:

$$a_{ivzorec} = R \cdot \omega^2 \cdot (E_i \cdot \cos(\alpha_i + \phi_i) + F_i \cdot \cos(2 \cdot \alpha_i - \theta_i)) [m \cdot s^{-2}] \quad (30)$$

Konstrukční konstanty klikového ústrojí:

$$E_i = \frac{1 + \left(1 + \frac{r}{l}\right) \cdot \frac{r}{L} \cdot \sin(\psi_i) \cdot \sin(\delta_i)}{\cos(\phi_i)} [-] \quad (31)$$

$$\phi_i = \arctan \left[ \frac{\left[ \frac{r}{l} - \left(1 + \frac{r}{l}\right) \cdot \frac{r}{L} \cdot \cos(\delta_i) \right] \cdot \sin(\psi_i)}{1 + \left(1 + \frac{r}{l}\right) \cdot \frac{r}{L} \cdot \sin(\psi_i) \cdot \sin(\delta_i)} \right] [^\circ] \quad (32)$$

$$\theta_i = \arctan \left[ \frac{\frac{\lambda}{2} \cdot \frac{r}{l} \cdot \sin(\delta_i) - \left(1 - \frac{r}{l}\right) \cdot \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{r}{L} \cdot \sin(2\delta_i)}{\frac{R}{4 \cdot l} - \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{r}{l} \cdot \cos(\delta_i) + \left(1 + \frac{r}{l}\right) \cdot \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{r}{L} \cdot \cos(2\delta_i)} \right] [^\circ] \quad (33)$$



$$F_i = \frac{4 \cdot \left[ \frac{r}{4 \cdot l} - \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{r}{l} \cdot \cos(\delta_i) + \left(1 + \frac{r}{l}\right) \cdot \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{r}{L} \cdot \cos(2\delta_i) \right]}{\cos(\theta_i)} [-] \quad (34)$$

Jak lze vidět, složitost těchto vztahů je značná a přesnost výsledků rychlostí a zrychlení pístů je závislá na stupni zaokrouhlení konstrukčních konstant klikového ústrojí. Tyto nevýhody však nejsou nijak velkou překážkou, protože odchylky jsou minimální. Problém nastává v situaci, kdy chceme ze vztahů pro rychlost a zrychlení vyčíst první a druhou harmonickou složku. V této situaci nám tyto vztahy nestačí a je nutno přejít k numerickému řešení výpočtu rychlostí a zrychlení pístů vedlejších válců. Vhodný řešitel tohoto problému je řešení pomocí Fourierovy řady.

### 9.3 NUMERICKÉ ŘEŠENÍ RYCHLOSTI A ZRYCHLENÍ PÍSTŮ POMOCÍ FOURIEROVY ŘADY

Fourierova věta říká, že každá jednoznačně určená periodická funkce s opakující se periodou  $T_p$  a opakovaným kmitočtem  $f_0$ , která má v intervalu konečný počet extrémů a nespojitostí, může být vyjádřena nekonečnou geometrickou řadou, která má tento tvar [9]:

$$f(t) = a_0 + a_1 \cdot \cos \omega t + a_2 \cdot \cos 2\omega t + \dots + a_n \cdot \cos n\omega t + b_1 \cdot \sin \omega t + b_2 \cdot \sin 2\omega t + \dots + b_n \cdot \sin n\omega t \quad (35)$$

kde  $a_{1..n}$  a  $b_{1..n}$  jsou Fourierovy součinitele a dají se vypočítat podle těchto vztahů:

$$a_n = \frac{2}{c_k} \sum_{k=1}^{k=c_k} y_k \cdot \cos(n_n \cdot \alpha_k) \quad (36)$$

$$b_n = \frac{2}{c_k} \sum_{k=1}^{k=c_k} y_k \cdot \sin(n_n \cdot \alpha_k) \quad (37)$$

kde  $c_k$  je počet dílků, kterými je rozdělena perioda,  $y_k$  zkoumaná periodická funkce,  $n_n$  je stupeň harmonické složky, kterou chceme vypočítat, a  $\alpha_k$  je úhel natočení.

#### 9.3.1 FOURIEROVY SOUČiniteLE

Fourierovy součinitele upravíme pro případ výpočtu dráhy pístu:

Za  $c$  dosadíme počet dílků. V našem případě je počet dílků 360 (360° otočení klikové hřídele je jedna perioda funkce dráhy pístu. Tuto periodu dělíme po jednom stupni.).

Za funkci  $y_k$  dosadíme dráhu pístu, kterou máme již spočítanou v kapitole 8.

Za úhel natočení  $\alpha_k$  dosadíme úhel natočení klikové hřídele  $\alpha_i$ .

Nyní můžeme po úpravě sepsat vztahy Fourierových součinitelů pro první a druhou harmonickou složku.

První harmonická složka:

$$A_{i1} = \frac{2}{360} \sum_{j=1}^{359} s_{ij} \cdot \sin(n \cdot \alpha_j) \quad (38)$$

$$B_{i1} = \frac{2}{360} \sum_{j=1}^{359} s_{ij} \cdot \cos(n \cdot \alpha_j) \quad (39)$$

Druhá harmonická složka:

$$A_{i2} = \frac{2}{360} \sum_{j=1}^{359} s_{ij} \cdot \sin(2n \cdot \alpha_j) \quad (40)$$

$$B_{i2} = \frac{2}{360} \sum_{j=1}^{359} s_{ij} \cdot \cos(2n \cdot \alpha_j) \quad (41)$$

### 9.3.2 DRÁHA PÍSTU PODLE FOURIEROVY ŘADY

Fourierovu větu aplikujeme na náš případ, kdy potřebujeme zjistit rychlosti a zrychlení pístů hvězdicového motoru. Dráhy pístů jsou periodické funkce, na které můžeme aplikovat Fourierovu řadu.

Z fyziky známe vztah pro výpočet dráhy:

$$s = v \cdot t [m] \quad (42)$$

kde  $s$  je obecná ujetá dráha rychlostí  $v$  za určitý čas  $t$ .

Stejně tak můžeme napsat vztah pro výpočet natočení klikové hřídele:

$$\alpha = \omega \cdot t [^\circ] \quad (43)$$

Tento vztah se dosadí do Fourierovy geometrické řady a po úpravě dostaneme vztah pro výpočet dráhy pístu.

$$s_{ifourier} = -A_{i1} \cdot \sin(\alpha) - A_{i2} \cdot \sin(2\alpha) - B_{i1} \cdot \cos(\alpha) - B_{i2} \cdot \cos(2\alpha) [m] \quad (44)$$

### 9.3.3 RYCHLOST A ZRYCHLENÍ PÍSTU PODLE FOURIEROVY ŘADY

Obecně platí, že derivace dráhy podle času je rychlost a dále derivace rychlosti podle času je zrychlení. My ovšem ve vztahu pro výpočet dráhy pístu nemáme čas. Čas se dá vyjádřit ze vztahu pro výpočet natočení klikové hřídele a po dosazení do derivace dráhy podle času zůstane vztah, kde se derivuje dráha vynásobená úhlovou rychlostí klikové hřídele podle natočení klikové hřídele.

Vyjádření času:

$$\alpha = \omega \cdot t \rightarrow t = \frac{\alpha}{\omega} [s] \quad (45)$$

Dosazení času do derivace dráhy podle času, kde získáme rychlost:

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\alpha} \cdot \omega [m \cdot s^{-1}] \quad (46)$$

Stejným způsobem se dosadí vyjádřený vztah pro čas do derivace rychlosti podle času a získáme zrychlení:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \omega^2 [m \cdot s^{-2}] \quad (47)$$

Podle rovnice (46) můžeme zderivovat dráhu pístu, kde získáme vztah pro rychlost pístu, a následně se zderivuje rychlost pístu podle rovnice (47) a získáme vztah pro zrychlení pístu.

Rychlost pístu:

$$v_i = (-A_{i1} \cdot \cos(\alpha) + B_{i1} \cdot \sin(\alpha) - 2 \cdot A_{i2} \cdot \cos(2\alpha) + 2 \cdot B_{i2} \cdot \sin(2\alpha)) \cdot \omega \quad (48)$$

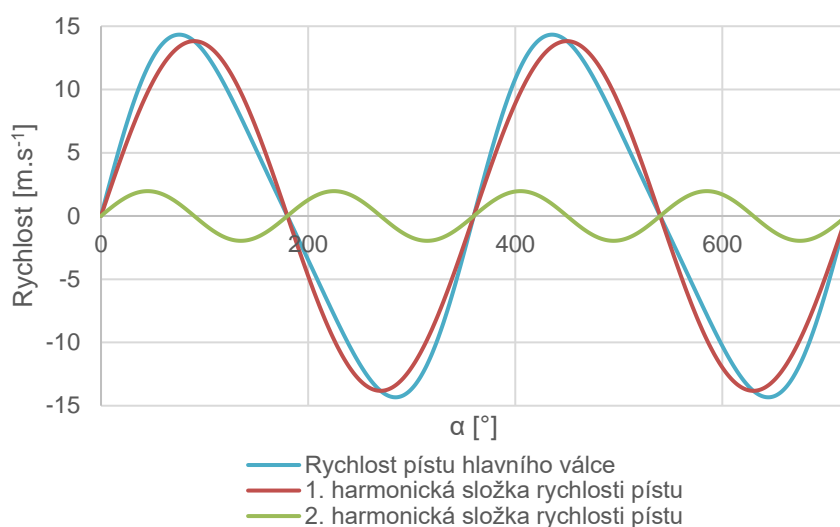
$$v_i [m \cdot s^{-1}]$$

- První harmonická složka rychlosti pístu:

$$v_{i1} = (-A_{i1} \cdot \cos(\alpha) + B_{i1} \cdot \sin(\alpha)) \cdot \omega [m \cdot s^{-1}] \quad (49)$$

- Druhá harmonická složka rychlosti pístu:

$$v_{i2} = (-2 \cdot A_{i2} \cdot \cos(2\alpha) + 2 \cdot B_{i2} \cdot \sin(2\alpha)) \cdot \omega [m \cdot s^{-1}] \quad (50)$$



Obrázek 11 Závislost rychlosti pístu hlavního válce na úhlu natočení klikové hřídele

Zrychlení pístu:

$$a_i = (A_{i1} \cdot \sin(\alpha) + B_{i1} \cdot \cos(\alpha) + 4 \cdot A_{i2} \cdot \sin(2\alpha) + 4 \cdot B_{i2} \cdot \cos(2\alpha)) \cdot \omega^2 \quad (51)$$

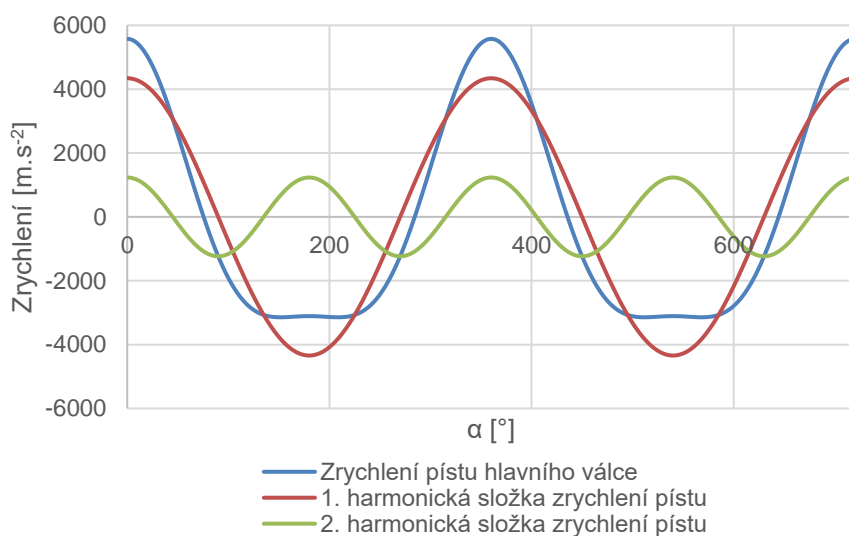
$$a_i = [m \cdot s^{-2}]$$

- První harmonická složka zrychlení pístu:

$$a_{i1} = (4 \cdot A_{i2} \cdot \sin(2\alpha) + 4 \cdot B_{i2} \cdot \cos(2\alpha)) \cdot \omega^2 [m \cdot s^{-2}] \quad (52)$$

- Druhá harmonická složka zrychlení pístu:

$$a_{i2} = (A_{i1} \cdot \sin(\alpha) + B_{i1} \cdot \cos(\alpha)) \cdot \omega^2 [m \cdot s^{-2}] \quad (53)$$



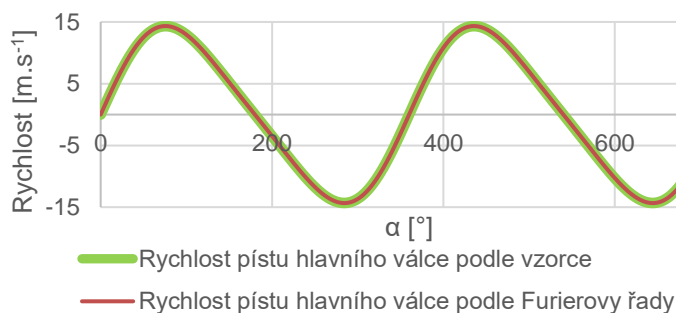
Obrázek 12 Závislost zrychlení pístu hlavního válce na úhlu natočení klikové hřídele

Pro kontrolu, jestli jsou numerické výpočty pomocí Fourierovy řady správné, jsou výsledky porovnány s výsledky rychlosti a zrychlení pomocí vztahu.

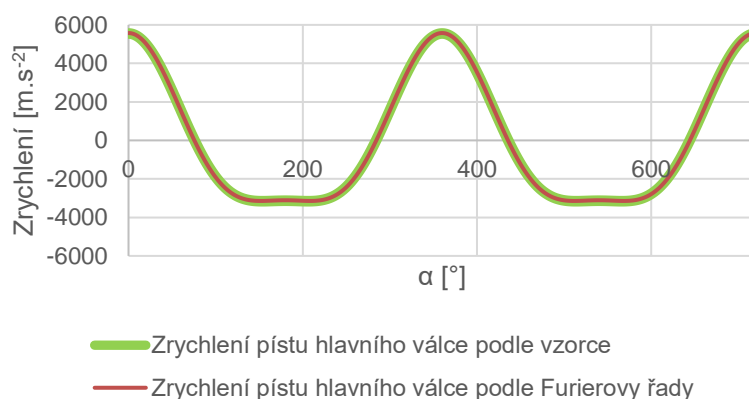
Rychlosti a zrychlení hlavního pístu jsou vykresleny v grafech na *obrázku 13,14*. V grafech lze vidět, že se křivky výsledků rychlosti a zrychlení pístu překrývají.

Z tohoto můžeme soudit, že jsou výsledky správné.

Dále je v *tabulce 7* vypsané prvních sedm hodnot rychlosti a zrychlení. Tyto hodnoty se liší od výpočtu podle vzorce v desetinách procenta. Lze tedy soudit, že přístup numerického řešení podle Fourierovy řady je správný.



Obrázek 13 Kontrola výsledků rychlosti pístu



Obrázek 14 Kontrola výsledků zrychlení pístu

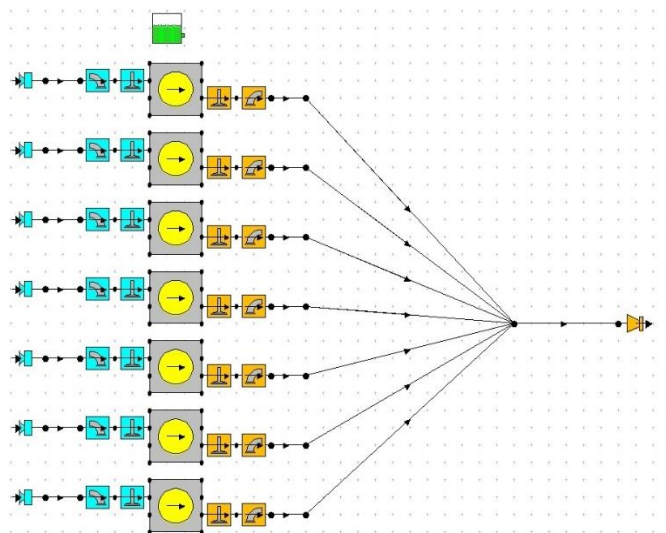
Tabulka 7 Srovnání výsledků rychlosti a zrychlení pomocí vzorce a Fourierovy řady

Úhel natočení klikové hřídele [°]	Rychlost [m.s <sup>-1</sup> ]		Zrychlení [m.s <sup>-2</sup> ]	
	Výpočet dle vzorce	Fourierova řada	Výpočet dle vzorce	Fourierova řada
0	0,0000	0,0000	5552,0	5576,3
1	0,3084	0,3098	5550,6	5574,9
2	0,6167	0,6194	5546,4	5570,7
3	0,9246	0,9287	5539,4	5563,6
4	1,2321	1,2375	5529,6	5553,7
5	1,5390	1,5457	5517,1	5541,0
6	1,8451	1,8531	5501,7	5525,6
...	...	...	...	...

## 10 PRŮBĚH TLAKU VE VÁLCÍCH

Pro výpočet sil, které působí na klikový mechanismus, je nutno znát průběh tlaků v jednotlivých válcích v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele.

Tuto závislost získáme pomocí programu Lotus Engine Simulation, kde definujeme parametry motoru a program je schopný vygenerovat závislost, kterou potřebujeme.



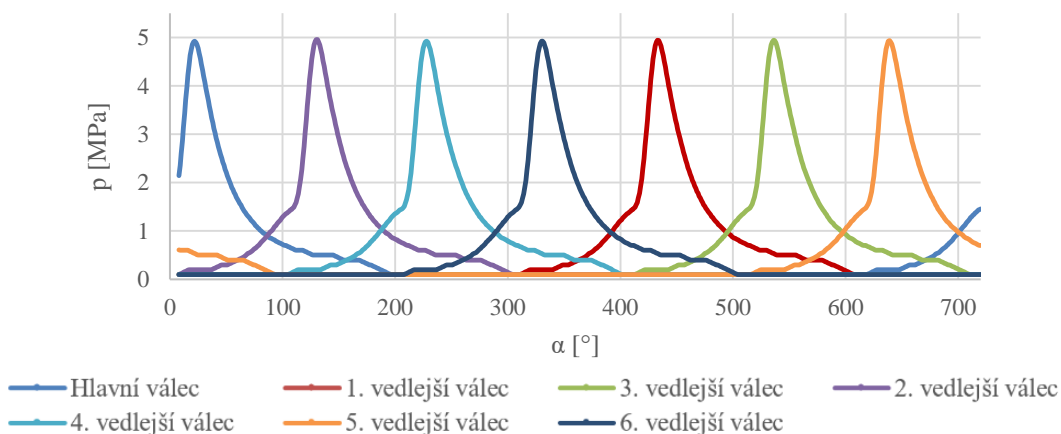
Obrázek 15 Model motoru v programu Lotus Engine Simulation

Výsledné hodnoty tlaku vygenerované v programu Lotus Engine Simulation jsou v jednotkách bar. Je tedy nutné tyto jednotky převést na jednotky SI pascal, aby s hodnotami bylo možné dále počítat.

$$p_i = p_{ib} \cdot 100000 \text{ [Pa]} \quad (54)$$

Kde  $p_{ib}$  je tlak  $i$ -tého válce v jednotkách bar.

Výsledné závislosti průběhu tlaků v jednotlivých válcích na úhlu natočení klikové hřídele mají následující průběh:



Obrázek 16 Závislost průběhů tlaků v jednotlivých válcích na natočení klikové hřídele

V následujícím kroku můžeme vykreslit p–V diagram spalovacího cyklu pro sedmiválcový zážehový motor.

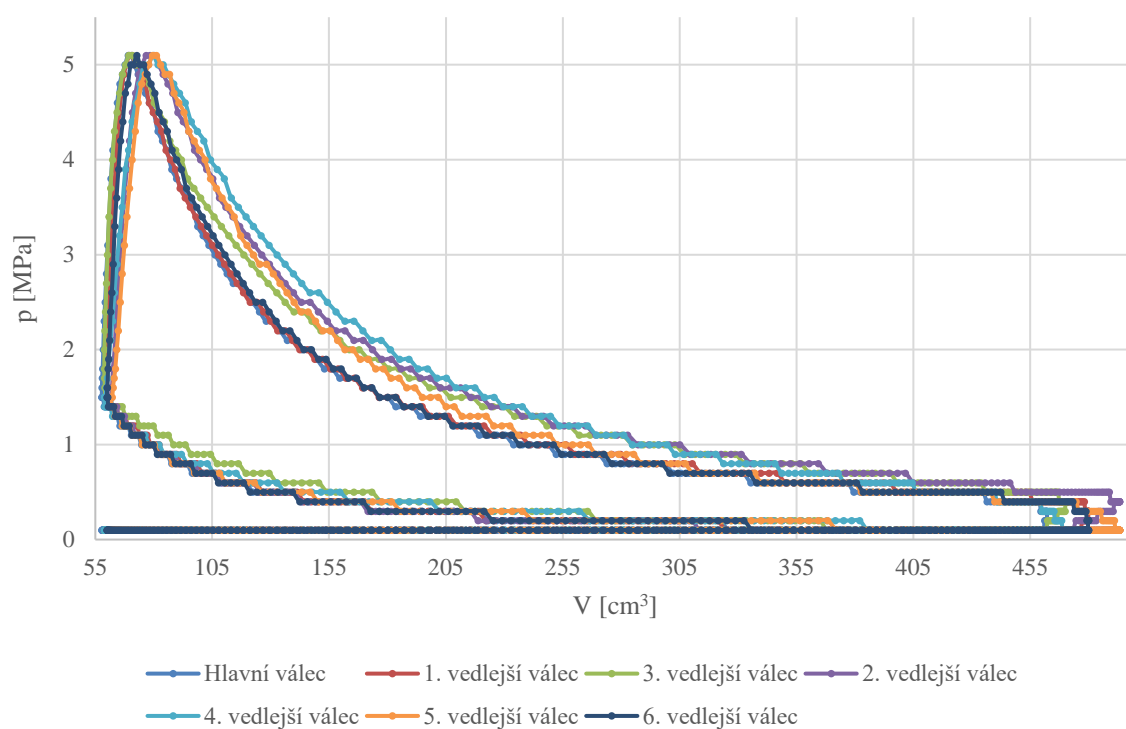
Je nutné spočítat zdvihové objemy pro jednotlivé válce, které vyneseme v grafu v závislosti na tlaku.

Objem hlavního válce:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot R \cdot \left[ 1 - \cos(\alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2\alpha)) \right] + V_{kh} [cm^3] \quad (55)$$

Objem i-tého vedlejšího válce:

$$V_i = \left[ \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot R \cdot (\max(s_i) - s_i) \right] + V_{ki} [cm^3] \quad (56)$$



Obrázek 17 p–V diagram

## 11 SÍLY PŮSOBÍCÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU

### a) Síly od tlaku plynů

Síly působící od tlaku plynů se vypočítají dle jednoduchého vztahu [10]:

$$P_{pi} = S \cdot (p_i - p_{atm}) [N] \quad (57)$$

Kde  $P_{pi}$  je síla od tlaku plynů i-tého válce,  $p_i$  je tlak plynů i-tého válce,  $p_{atm}$  je tlak v klikové skříni a  $S$  je čelní plocha pístu, která se vypočítá dle:

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} [m^2] \quad (58)$$

$$p_{atm} = 0,1 \text{ MPa}$$

Síla od tlaku plynů působící v ojnici:

$$P_{oi} = \frac{P_{pi}}{\cos(\beta_i)} [N] \quad (59)$$

$\beta_i$  – úhel odklonu i-té ojnice od osy i-tého válce [°]

Tečná složka ojnicí síly od tlaku plynů:

$$P_{ti} = P_{oi} \cdot \sin(\alpha_i + \beta_i) [N] \quad (60)$$

$\alpha_i$  – úhel natočení klikové hřídele od osy i-tého válce [°]

Radiální složka ojnicí síly od tlaku plynů:

$$P_{ri} = P_{oi} \cdot \cos(\alpha_i + \beta_i) [N] \quad (61)$$

Síla od tlaku plynů zatěžující hlavní ložiska:

$$P''_{oi} = -P'_{oi} = P_{oi} [N] \quad (62)$$

Síla od tlaku plynů zatěžující hlavu válce a klikovou skříň:

$$P''_{pi} = -P'_{pi} = P_{pi} [N] \quad (63)$$

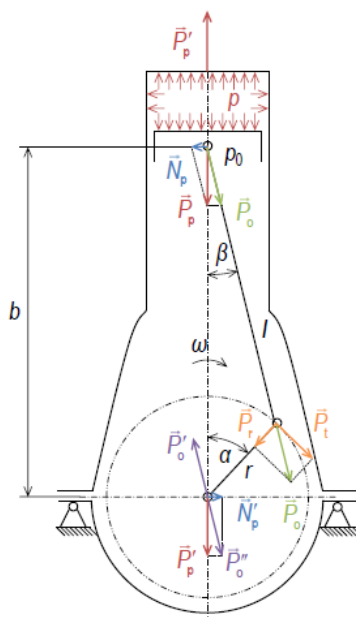
Normálová síla od tlaku plynů:

$$N_{pi} = P_{pi} \cdot \tan(\beta_i) [N] \quad (64)$$

Normálová síla od tlaku plynů – reakce v uložení kliky:

$$N'_{pi} = -N_{pi} [N] \quad (65)$$





Obrázek 18 Síly od tlaku plynů [10]

## b) Výsledné síly v klikovém mechanismu

Setrvačná síla posuvných částí [10]:

$$S_{pi} = -m_{poshc,posvc} \cdot a_i \text{ [N]} \quad (66)$$

Pro výpočet setrvačné síly posuvných částí je potřeba redukovat hlavní a vedlejší ojnici do hmotných bodů a zjistit, jaká hmotnost ojnice koná pohyb translační a rotační. Redukce hlavní a vedlejší ojnice je vypočítána níže v kapitole (19.1.1.) a v kapitole (19.1.2.). Výsledné redukované hmotnosti hlavní a vedlejší ojnice konající translační pohyb jsou následující:

$$m_{poshc} = 0,415 \text{ kg}$$

$$m_{posvc} = 0,378 \text{ kg}$$

Výsledná síla působící v ose válce:

$$F_{pi} = P_{pi} + S_{pi} \text{ [N]} \quad (67)$$

Výsledná síla působící v ojnici:

$$F_{oi} = \frac{F_{pi}}{\cos(\beta_i)} \text{ [N]} \quad (68)$$

Výsledná normálová síla:

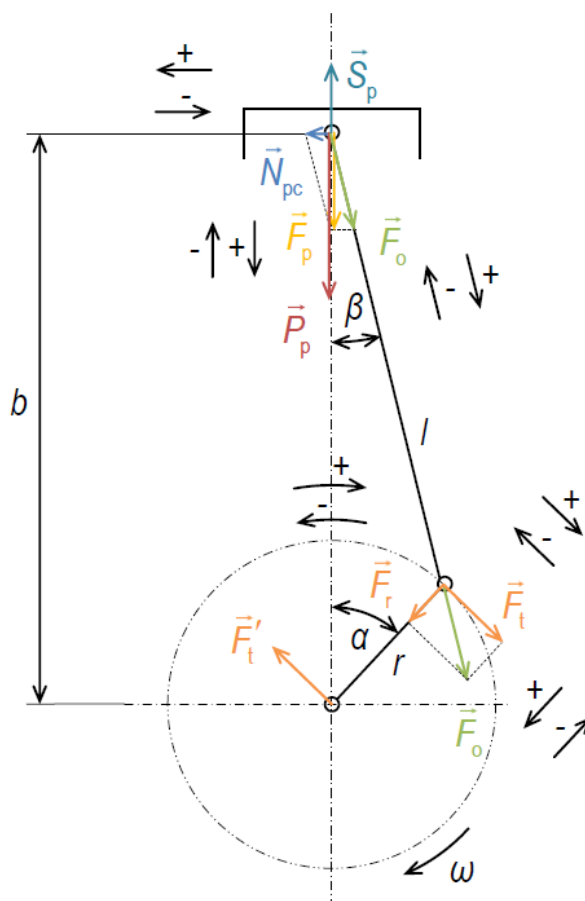
$$N_{pci} = F_{pi} \cdot \tan(\beta_i) \text{ [N]} \quad (69)$$

Tečná složka výsledné síly působící v ojnici:

$$F_{ti} = F_{oi} \cdot \sin(\alpha_i + \beta_i) [N] \quad (70)$$

Radiální složka výsledné síly působící v ojnici:

$$F_{ri} = F_{oi} \cdot \cos(\alpha_i + \beta_i) [N] \quad (71)$$



Obrázek 19 Výsledné síly v klikovém mechanismu [10]

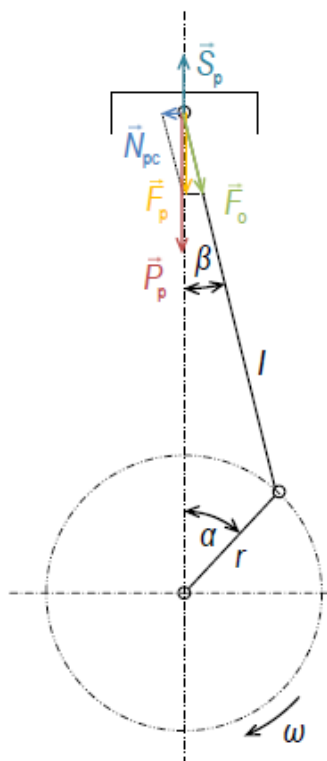
**c) Síly zatěžující píst**

Síla od tlaku plynů [10]:

$$P_{pi} [N] \text{ dle vztahu (57)}$$

Normálová síla namáhající plášť pístu:

$$N_{pci} [N] \text{ dle vztahu (69)}$$



Obrázek 20 Síly zatěžující píst [10]

**d) Síly zatěžující pístní čep**

Síla od tlaku plynů [10]:

$$P_{pi} [N] \text{ dle vztahu (57)}$$

Setrvačná síla pístní skupiny bez pístního čepu:

$$S_{ppi} = -(m_{psk} - m_{pč}) \cdot a_i [N] \quad (72)$$

Hmotnost pístní skupiny:  $m_{psk} = 0,285 \text{ kg}$

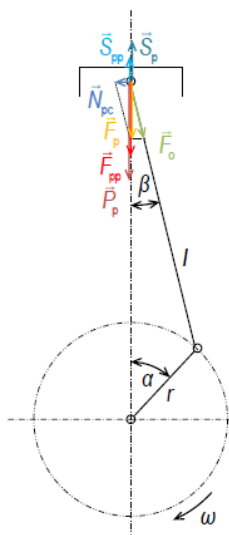
Hmotnost pístního čepu:  $m_{pč} = 0,006762 \text{ kg}$

Výsledná síla zatěžující pístní čep v ose válce:

$$F_{ppi} = P_{pi} + S_{ppi} [N] \quad (73)$$

Normálová síla namáhající pístní čep:

$$N_{pci} [N] \text{ dle vztahu (69)}$$

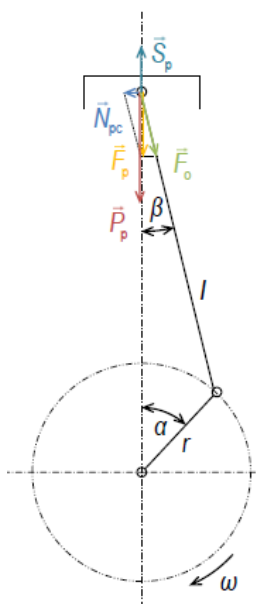


Obrázek 21 Síly zatěžující pístní čep [10]

### e) Síly zatěžující ojnici

Výsledná síla působící v ojnici [10]:

$$F_{oi} [N] \text{ dle vztahu (68)}$$



Obrázek 22 Síly zatěžující ojnici [10]



## 12 TVORBA MODELŮ KLIKOVÉHO MECHANISMU

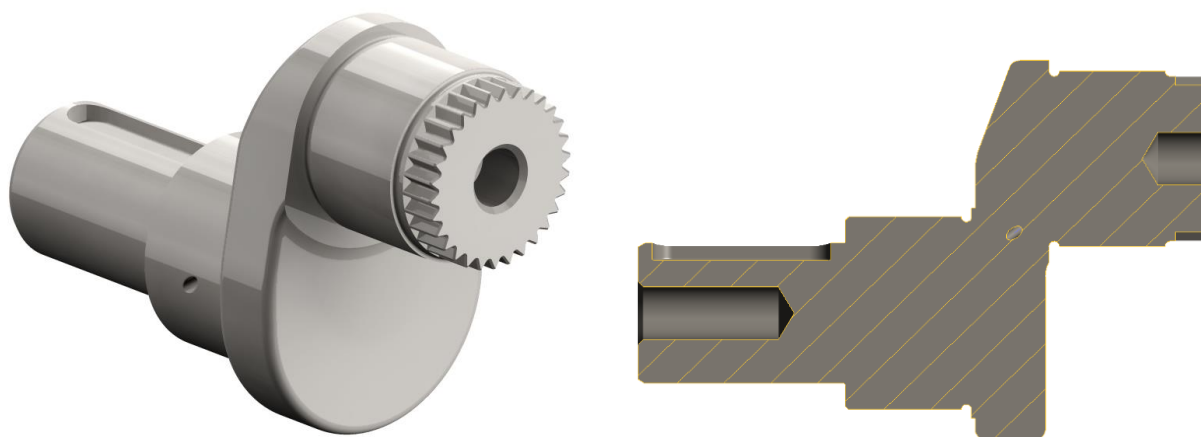
Na základě zadání bylo zvoleno konstrukční řešení klikového mechanismu s dělenou klikovou hřídelí. Řešení s dělenou hlavní ojnicí by velmi zkomplikovalo konstrukční řešení hlavní ojnice, ke které je připojeno šest ojnic vedlejších. Varianta s dělenou hlavní ojnicí je ovšem proveditelná a konstrukčně realizovatelná. Dělicí rovina velkého oka hlavní ojnice by procházela osou velkého oka a byla by kolmá na osu ojnice. Tato rovina by nijak nenarušila kterékoli oko pro uchycení vedlejší ojnice. Jako jednodušší a lepší řešení se však v tomto případě jeví rozdělit klikovou hřídel.

### 12.1 MODEL KLIKOVÉ HŘÍDELE

Čepy hlavních ložisek mají průměr 55 mm a ojniční čep má průměr 50 mm. Mazací kanál je vrtaný šikmo od hlavního ložiska k ložisku ojničnímu a má průměr 3 mm. Šíře ramena je 20 mm.

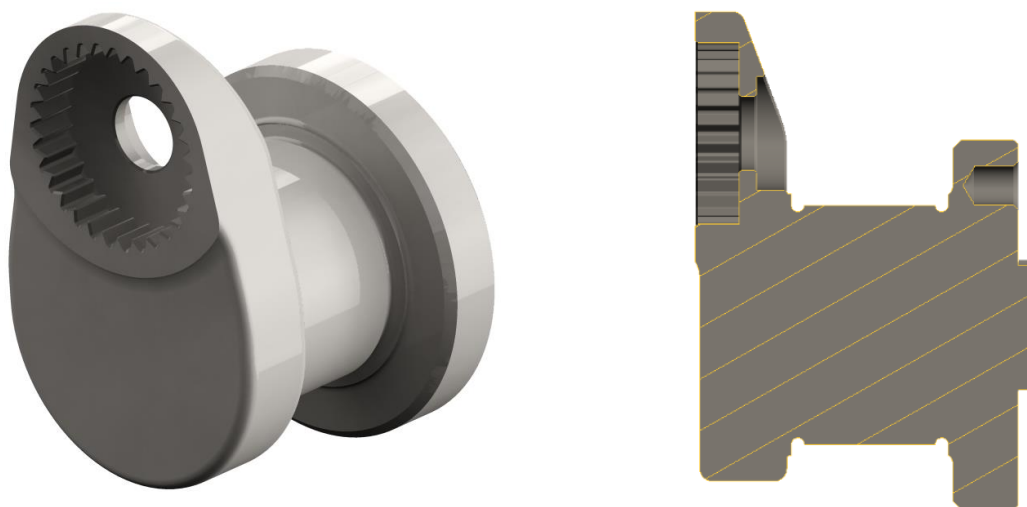
Dělená kliková hřídel se skládá ze dvou částí. Místo rozdělení klikové hřídele se nachází v části, kde se napojuje ojniční čep na rameno hřídele.

První část klikové hřídele obsahuje celý ojniční čep, kde konec čepu je prodloužený o 10 mm a na tomto prodloužení je vyfrézováno vnější drážkování. V ose čepu se nachází závitový otvor M16x1 dlouhý 15 mm. Konec první části klikové hřídele je dlouhý 59 mm o průměru 40 mm. Je opatřený drážkou pro těsné pero a závitovým otvorem M16x1 dlouhým 40 mm. Na tento konec klikové hřídele přijde umístit vačkové kolo pro rozvodový mechanismus OHV, které je zajištěno proti vypadnutí šroubem s podložkou. V místě čepu hlavního ložiska se nachází plochy pro opření axiálního ložiska.



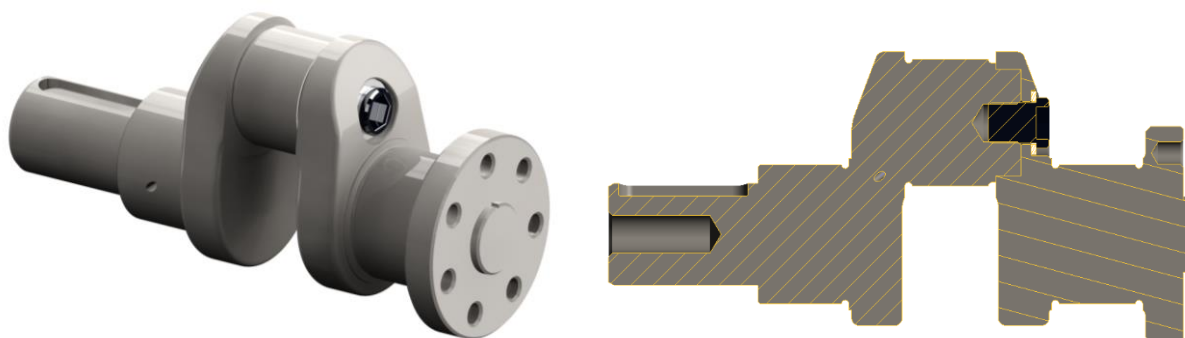
Obrázek 24 První část klikové hřídele

Druhá část klikové hřídele má pouze rameno bez ojničního čepu. V místě ojničního čepu se v rameni hřídele nachází otvor, kde je vyfrézováno vnitřní drážkování. Toto drážkování odpovídá drážkování na konci ojničního čepu u první části klikové hřídele. V ose otvoru s vnitřním drážkováním je vyhotoven průchozí otvor o průměru 17 mm. Otvor je zakončen zahloubením pro hlavu šroubu. Zahloubení má průměr 26 mm a hloubku 7 mm. Na konci druhé části klikové hřídele se nachází příruba se sedmi závitovými otvory M10x1,25 dlouhými 10 mm, které jsou rovnoměrně rozmístěny po obvodu příruby na průměru 64 mm. V ose příruby se nachází krátký čep o průměru 30 mm s drážkou, který slouží pro vystředění setrvačníku. Setrvačník je nasunut na tento čep a přitažen šrouby.



Obrázek 25 Druhá část klikové hřídele

Celkové sestavení klikové hřídele se potom realizuje tak, že se vnější drážkování první části klikové hřídele nasune do otvoru s vnitřním drážkováním druhé části klikové hřídele. Přesná poloha obou částí klikové hřídele je zajištěna pomocí drážkování. Tyto dvě části klikové hřídele jsou spojeny šroubem s vnitřním šestihranem a podložkou.



Obrázek 26 Sestava klikové hřídele

## 12.2 MODEL HLAVNÍ OJNICE

Vzdálenost ok ojnice je 158 mm. Tato vzdálenost musela být prodloužena oproti předloze o 20 mm z důvodu, že u konstrukčního provedení hvězdicového sedmiválcového motoru docházelo ke kolizi pístů v dolní úvratí. Průměr velkého oka je 56 mm a je široké 36 mm. Průměr malého oka je 20 mm a je široké 17 mm. Ojnice má rozvod oleje kanály k čepům vedlejších ojníc. Čepy vedlejších ojníc jsou nalisovány s velkým přesahem, aby se zamezilo pootočení, do otvorů v hlavní ojnici a mají kanály pro rozvod oleje k ložiskům ojníc vedlejších. Ve velkém oku hlavní ojnice je nalisováno kluzné ložiskové pouzdro, které obsahuje drážky pro rozvod oleje ke všem kanálům. Ložiskové pouzdro v malém oku je mazané kanálem, který vede skrz dřík ojnice k velkému oku.

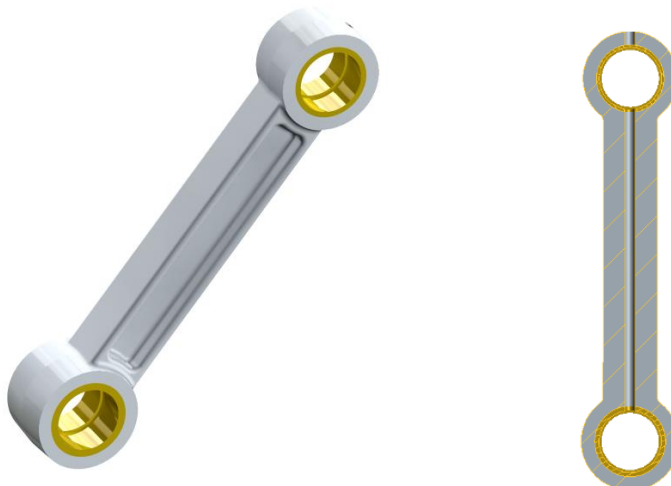


Obrázek 27 Hlavní ojnice



### 12.3 MODEL VEDLEJŠÍ OJNICE

Vzdálenost ok ojnice je 108 mm. Průměr malého oka je 20 mm a je široké 17 mm. Průměr velkého oka je 21 mm a je široké 20 mm. V obou okách jsou nalisovány ložisková pouzdra. Ložiskové pouzdro velkého oka je mazané kanálem od hlavní ojnice přes rozvodové kanály v čepu vedlejší ojnice. Ložiskové pouzdro malého oka je mazané kanálem, který vede skrz dírk ojnice k velkému oku.



Obrázek 28 Vedlejší ojnice

### 12.4 MODEL PÍSTU

Píst vychází z podkladů poskytnutých vedoucím diplomové práce. Průměr pístu je 76,5 mm a výška 49 mm. Průměr otvoru pro pístní čep je 17 mm. Plášť pístu má tloušťku 2 mm. Konstrukce pístu má tři drážky pro pístní kroužky (dva těsnící kroužky a jeden kroužek stírací).



Obrázek 29 Píst

## 13 PEVNOSTNÍ ANALÝZA VYBRANÝCH KOMPONENT

Po dohodě s vedoucím diplomové práce bylo rozhodnuto, že bude provedena pevnostní analýza vedlejších ojníc, pístního čepu a čepu vedlejší ojnice.

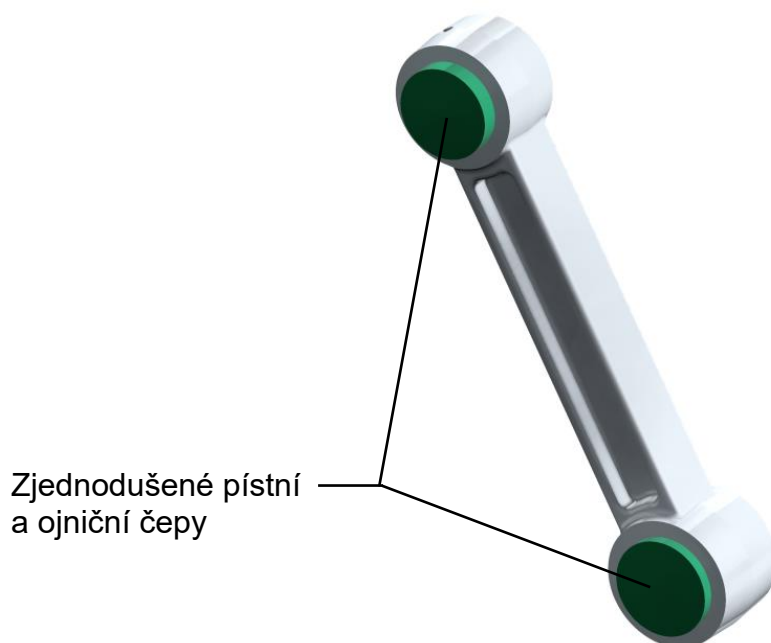
Pevnostní analýza se provádí buď analyticky nebo numericky pomocí MKP. Analytická metoda je poměrně jednoduchý výpočet pomocí vztahů, kde se kontrolovaná tělesa nahrazují jednoduchými prutovými náhradami. Tento způsob kontroly je nejméně výpočtově náročný a také nejméně přesný. Pro jednoduchá tělesa jako jsou například čepy je však dostačující. Metoda MKP (Metoda konečných prvků) je numerická metoda. Tato metoda je výpočtově náročná, ale výsledky jsou daleko více přesnější než u metody analytické. Metoda MKP je vhodná pro kontrolu složitých součástí jako je například ojnice.

### 13.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA VEDLEJŠÍCH OJNIC

Ojnice hnacího ústrojí spalovacího motoru je namáhána na tah, tlak a ohyb. Tyto tři způsoby namáhání se stále cyklicky mění, takže je třeba u ojnice počítat i únavové cyklické namáhání.

#### 13.1.1 ÚPRAVA 3D MODELU VEDLEJŠÍ OJNICE

Před importováním geometrie vedlejší ojnice do simulačního programu je třeba vymodelovat zjednodušené pístní a ojniční čepy. Tyto čepy jsou důležité pro vlastní numerický výpočet ojnice. Čepy zajišťují reálné uložení ojnice. Bez těchto čepů by byly kontakty vedlejší ojnice a vazební podmínky nesprávné.

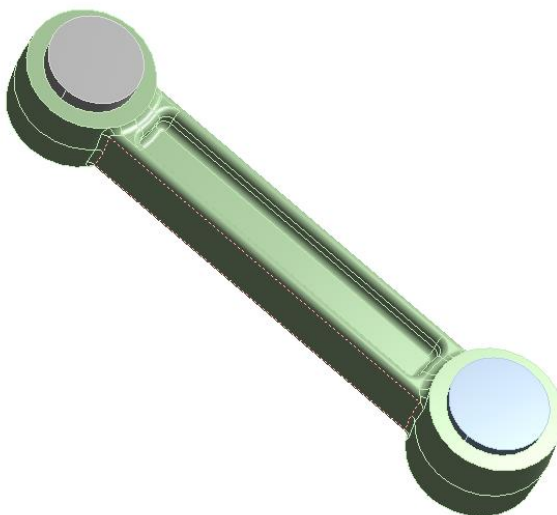


Obrázek 30 Model vedlejší ojnice před importem

### 13.1.2 IMPORTOVÁNÍ MODELU VEDLEJŠÍ OJNICE

Model vedlejší ojnice je v programu PTC Creo 2.0 uložen jako kopie ve formátu \*.igs. Tento formát je vhodný pro další zpracování ve výpočetním programu.

Jako program pro vyhodnocení napětí byl zvolen ANSYS Workbench, který je schopen tuto problematiku vyřešit.



Obrázek 31 Importovaná geometrie vedlejší ojnice

### 13.1.3 VYHODNOCENÍ ZÁTĚŽNÝCH STAVŮ VEDLEJŠÍ OJNICE

Silové namáhání ojnice se mění v závislosti na natočení klikové hřídele. Pro zjednodušení pevnostní kontroly byly u každé vedlejší ojnice vybrány zátěžné stavy, kdy zatížení každé jednotlivé vedlejší ojnice dosahuje maximálních hodnot působícího tlaku a tahu. Jedná se o maximální (tlak) a minimální (tah) hodnoty výsledných sil působících v ose válce  $F_{pi}$  popsané v kapitole (11), vypočítané dle vztahu (67).

Tabulka 8 Zátěžné stavy vedlejší ojnice 1

Vedlejší ojnice 1			
	$F_{p1}$ [kN]	Natočení klikové hřídele $\alpha$ [°]	Odklon vedlejší ojnice od osy válce $\beta$ [°]
max ( $F_{p1}$ )	20,865	429	2,85
min ( $F_{p1}$ )	-2,212	56	1,55

Tabulka 9 Zátěžné stavy vedlejší ojnice 2

	Vedlejší ojnice 2		
	$F_{p2}$ [kN]	Natočení klikové hřídele $\alpha$ [°]	Odklon vedlejší ojnice od osy válce $\beta$ [°]
max ( $F_{p2}$ )	20,506	127	6,57
min ( $F_{p2}$ )	-2,590	475	1,11

Tabulka 10 Zátěžné stavy vedlejší ojnice 3

	Vedlejší ojnice 3		
	$F_{p3}$ [kN]	Natočení klikové hřídele $\alpha$ [°]	Odklon vedlejší ojnice od osy válce $\beta$ [°]
max ( $F_{p3}$ )	20,001	531	6,28
min ( $F_{p3}$ )	-3,138	160	0,51

Tabulka 11 Zátěžné stavy vedlejší ojnice 4

	Vedlejší ojnice 4		
	$F_{p4}$ [kN]	Natočení klikové hřídele $\alpha$ [°]	Odklon vedlejší ojnice od osy válce $\beta$ [°]
max ( $F_{p4}$ )	20,409	223	11,35
min ( $F_{p4}$ )	-3,138	560	0,51

Tabulka 12 Zátěžné stavy vedlejší ojnice 5

	Vedlejší ojnice 5		
	$F_{p5}$ [kN]	Natočení klikové hřídele $\alpha$ [°]	Odklon vedlejší ojnice od osy válce $\beta$ [°]
max ( $F_{p5}$ )	21,002	635	11,72
min ( $F_{p5}$ )	-2,590	245	1,11

Tabulka 13 Zátěžné stavy vedlejší ojnice 6

	Vedlejší ojnice 6		
	$F_{p6}$ [kN]	Natočení klikové hřídele $\alpha$ [°]	Odklon vedlejší ojnice od osy válce $\beta$ [°]
max ( $F_{p6}$ )	21,002	326	8,41
min ( $F_{p6}$ )	-2,212	664	1,55

### 13.1.4 VOLBA MATERIÁLU VEDLEJŠÍ OJNICE

Pro materiál vedlejší ojnice volíme šest různých ocelí třídy 14 a 15 [11][12][13]. Pro tyto materiály bude spočítaná únavová bezpečnost. Výsledky se porovnají a bude určeno, který materiál pro ojnici vyhovuje a který nevyhovuje.

Hustota oceli:  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$

Modul pružnosti v tahu (Youngův modul pružnosti):  $E = 210 \text{ GPa}$

Poissonovo číslo:  $\mu = 0,3$

Koeficient teplotní roztažnosti:  $\alpha_{tep} = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$

Tabulka 14 Volba materiálu vedlejší ojnice

Materiál dle DIN	Materiál dle ČSN	Mez pevnosti $R_m [\text{MPa}]$	Mez kluzu $R_e [\text{MPa}]$	Mez únavy v tahu/tlaku $\sigma_{ct} [\text{MPa}]$	Mez únavy v ohybu $\sigma_{co} [\text{MPa}]$
36Mn7	14 240	740	530	280	311
27MnCrV4	15 231	880	705	330	361
50CrV4	15 260	1100	900	409	440
30CrMoV9	15 241	1250	1050	463	494
42CrMo4	15 142	1283	900	409	506
58CrV4	15 261	1350	1100	499	530

Mez únavy v tahu/tlaku  $\sigma_{ct}$  a mez únavy v ohybu  $\sigma_{co}$  se zjišťují experimentálně. Tyto hodnoty pro oceli třídy 14 a 15 je velmi obtížné dohledat. Pro konstrukční oceli s mezí pevnosti  $R_m = (500 \div 1500) \text{ MPa}$  lze mez únavy hladkých těles odhadnout dle následujících vztahů [14].

Mez únavy v tahu/tlaku:

$$\sigma_{ct} = 0,36 \cdot R_m + 13 [\text{MPa}] \quad (77)$$

Mez únavy v ohybu:

$$\sigma_{co} = 0,36 \cdot R_m + 44 [\text{MPa}] \quad (78)$$

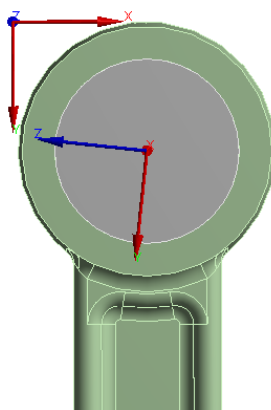
Modul pružnosti v tahu je poměr napětí v tahu  $\sigma [\text{Pa}]$  a poměrné deformace  $\varepsilon_p$  [15].

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon_p} [\text{Pa}] \quad (79)$$

Poissonova konstanta je poměr relativního prodloužení tyče k jejímu relativnímu příčnému zkrácení – zúžení při namáhání tahem. Poissonovo číslo je převrácená hodnota Poissonovy konstanty [16].

### 13.1.5 POMOCNÝ SOUŘADNÝ SYSTÉM

Automaticky generovaný souřadný systém, který program ANSYS Workbench vytvořil při importu geometrie, je orientovaný rovnoběžně s osou vedlejší ojnice. Síly v zátěžných stavech vedlejších ojnic, které budeme kontrolovat, působí vždy v ose válce. To znamená, že je potřeba vytvořit souřadný systém, který se umístí do středu malého oka vedlejší ojnice a jedna z jeho os je rovnoběžná s osou daného vedlejšího válce.

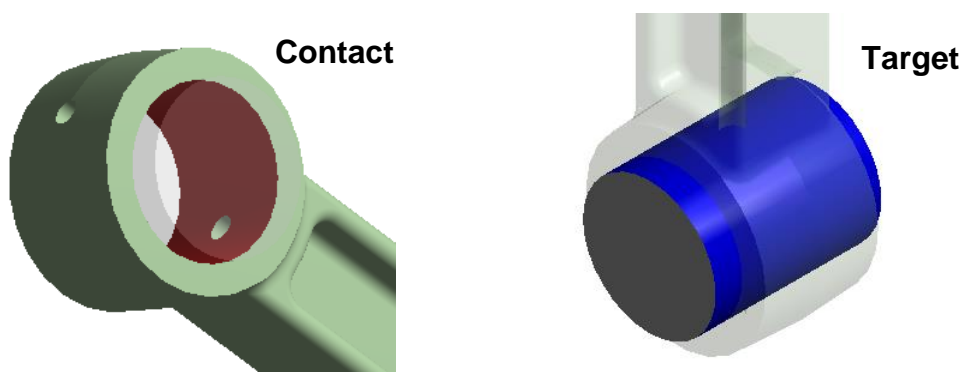


Obrázek 32 Pomocný souřadný systém

### 13.1.6 VYTVOŘENÍ KONTAKTŮ

U tvoření kontaktů mezi ojnicí a pomocnými čepy je nutné definovat, která kontaktní součást je „Target“ a „Contact“. Součást, kterou označíme jako „Target“, by měla být ta součást, která je pevnější a tužší. V našem případě součásti označené jako typ „Target“ jsou pístní a ojnicní čep, protože tyto čepy jsou pouze pomocné a nezajímá nás jejich deformace vlivem zatížení. Kontakt vedlejší ojnice označíme jako typ „Contact“, protože u vedlejší ojnice nás zajímá její deformace vlivem zatížení. Kontaktní plochy jsou u čepů jejich povrch a u vedlejší ojnice vnitřní plochy velkého a malého oka.

Typ kontaktů je automaticky nadefinovaný „bonded“. To znamená, že jsou kontakty slepené a nemohou se hýbat, proto je důležité tento typ kontaktu změnit na „frictional“. Tedy kontakt, který má možnost pohybu se třením kontaktních součástí. Koeficient tření volíme 0,1. Tato hodnota koeficientu tření odpovídá tření v kontaktu ocel na ocel.

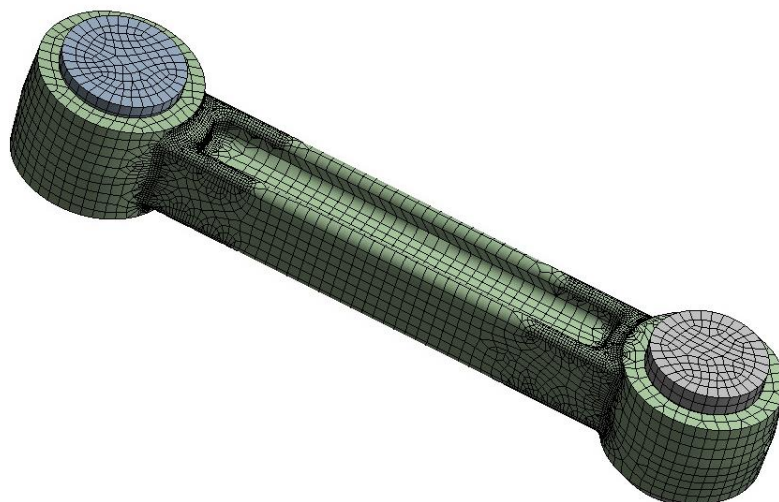


Obrázek 33 Vytvoření kontaktu

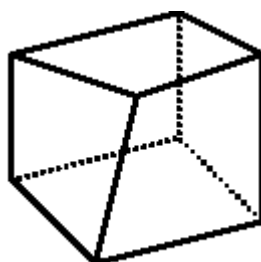
### 13.1.7 TVORBA SÍTĚ VEDLEJŠÍ OJNICE

Výpočetní síť vedlejší ojnice byla vygenerována metodou „Hex Domimant“. To znamená, že síť obsahuje šestiuzlové elementy. Velikost prvků byla zvolena 2 mm. Počet uzlů sítě vedlejší ojnice je 151 468 a počet elementů 47 856.

V předpokládaných kritických místech jako jsou přechodové radiusy byla síť zjemněna na velikost elementu 0,5 mm metodou „Face Sizing“ a „Vertex Sizing“ (Počet uzlů sítě bez zjemnění v kritických místech je 51 263 a počet elementů 14 983).



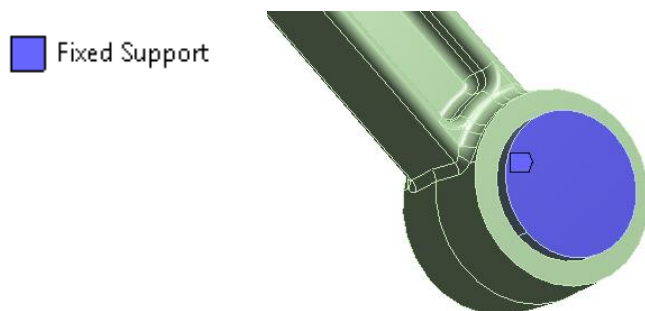
Obrázek 34 Síť vedlejší ojnice



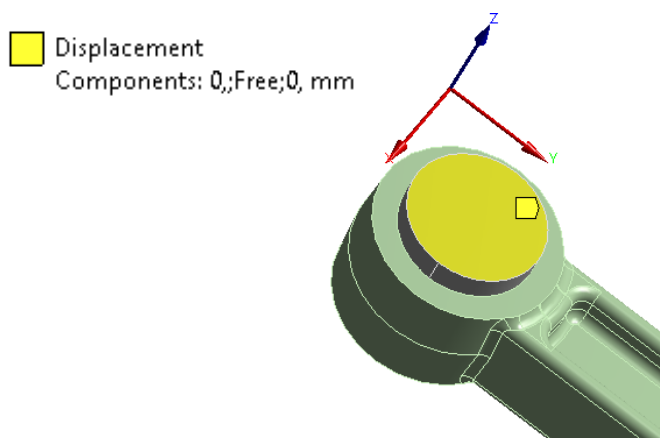
Obrázek 35 Tvar elementu Hexahedron [17]

### 13.1.8 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Okrajové podmínky jsou aplikovány na pomocné pístní čepy, aby model co nejvíce odpovídal skutečnosti. Na plochy boků ojničního čepu vedlejší ojnice je aplikována okrajová podmínka „Fixed Support“. Tato podmínka zamezí pohybu ojničního čepu ve všech třech osách. Na plochy boků pístního čepu je aplikována okrajová podmínka „Displacement“. Tento typ okrajové podmínky předepisuje posuv v jednotlivých osách souřadného systému. Posuv v osách x a z byl přepsán na nulovou hodnotu a posuv v ose y byl ponechán na hodnotě „free“. To znamená, že posuv v ose y je neomezený.



Obrázek 36 Okrajová podmínka „Fixed support“ na ojničním čepu



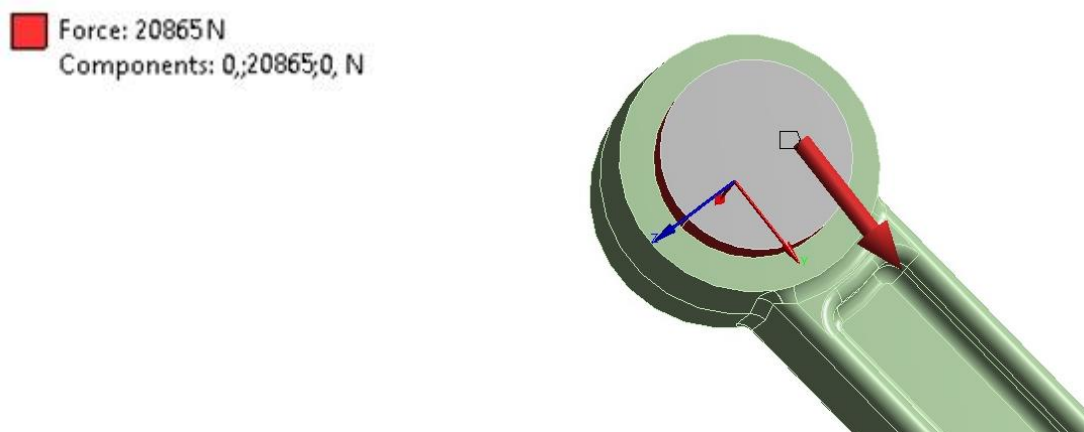
Obrázek 37 Okrajová podmínka „Displacement“ na pístním čepu



### 13.1.9 SILOVÉ ZATÍŽENÍ VEDLEJŠÍ OJNICE

Na vedlejší ojnici aplikujeme statické zatížení na maximální tah a tlak. Hodnoty maximálních tahových a tlakových sil  $F_{pi}$  působících na ojnici jsou uvedené v *tabulkách 8 až 13*.

Působící síly jsou umístěny na obvodovou plochu pístního čepu a jsou zavazbeny na pomocný souřadný systém do osy  $y$ , která je rovnoběžná s osou daného vedlejšího válce.



Obrázek 38 Silové zatížení vedlejší ojnice 1 v tlaku

### 13.1.10 ANALÝZA VÝSLEDKŮ NAPĚTÍ

Vedlejší ojnici zatěžujeme tahově a tlakově. Výsledky obsahují výsledné prodloužení, nebo stlačení ojnice v ose  $y$ , která je i osou ojnice. Dále obsahují redukované napětí dle HMM.

Redukované napětí je jediná hodnota napětí vypočítaná ze všech složek napětí při víceosé napjatosti.

#### Hypotéza HMM:

Tato hypotéza je pojmenována podle trojice Huber, von Mises a Hencky, kteří ji odvodili a sepsali. Hypotéza říká, že měrná energie napjatosti (hustota deformační energie) na změnu tvaru rozhoduje o stavu napjatosti [18].

Pro obecnou tříosou napjatost je napětí určeno hlavními napětími  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  a  $\sigma_3$ . Dle podmínky HMM můžete vypočítat redukované napětí [13].

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot ((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2)} \quad [MPa] \quad (80)$$

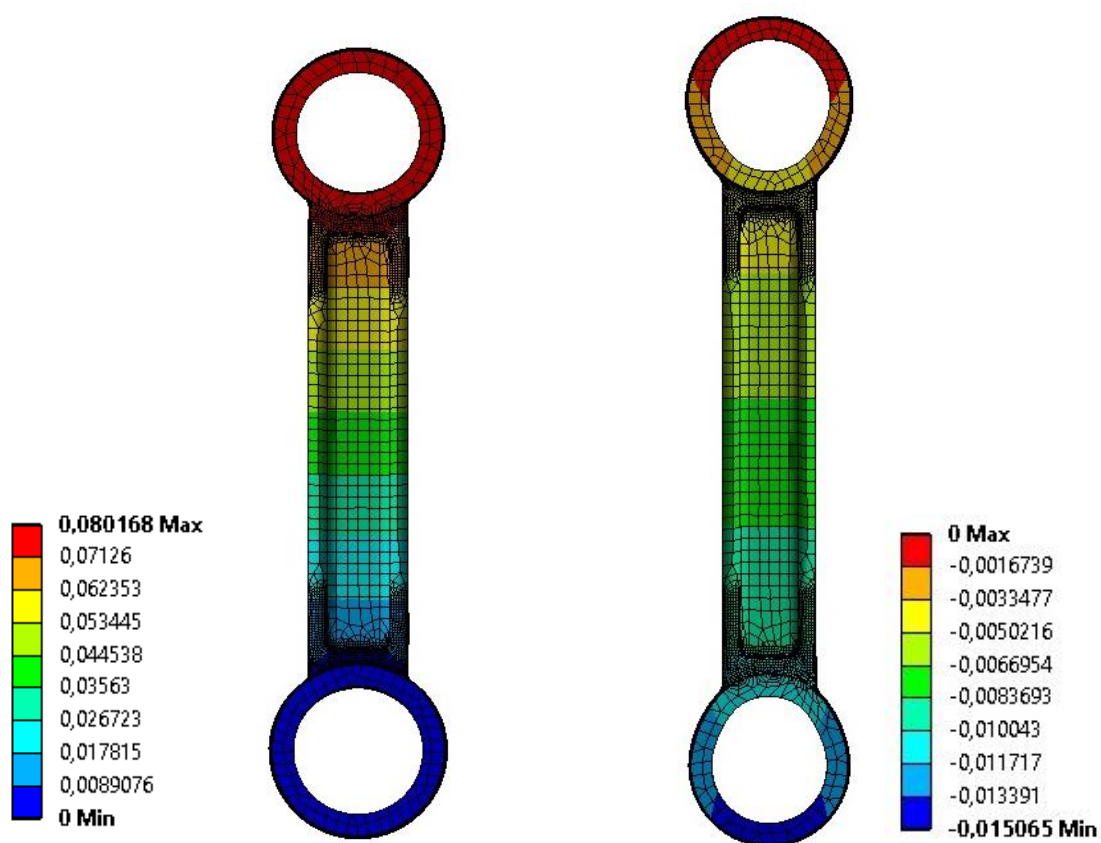
$\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$  jsou hlavní napětí. Platí pravidlo:  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ .

Hodnoty prodloužení a stlačení vedlejších ojníc vlivem tlakového a tahového namáhání jsou vypsány v *tabulce 15*.

Maximální hodnota prodloužení vlivem tahového namáhání je u vedlejší ojnice 3 a 4 a maximální hodnota stlačení vlivem tlakového namáhání je u vedlejší ojnice 6.

Tabulka 15 Prodloužení a stlačení vedlejší ojnice

Vedlejší ojnice	Maximální stlačení [mm]	Maximální prodloužení [mm]
1	0,07970	-0,01507
2	0,07847	-0,01749
3	0,07660	-0,02098
4	0,07711	-0,02098
5	0,07909	-0,01746
6	0,07990	-0,01502



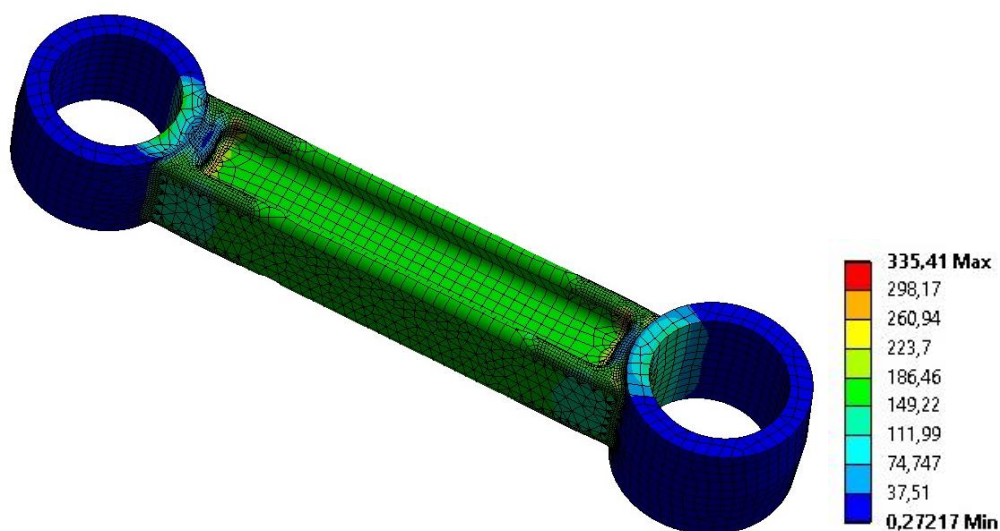
Obrázek 39 Stlačení a prodloužení vedlejší ojnice 1

Nebezpečná místa redukovaného napětí dle HMH se nachází u všech vedlejších ojníc na stejných pozicích. Liší se však výsledné hodnoty maximálních a minimálních redukovaných napětí na jednotlivých vedlejších ojnících, které v nebezpečných místech působí.

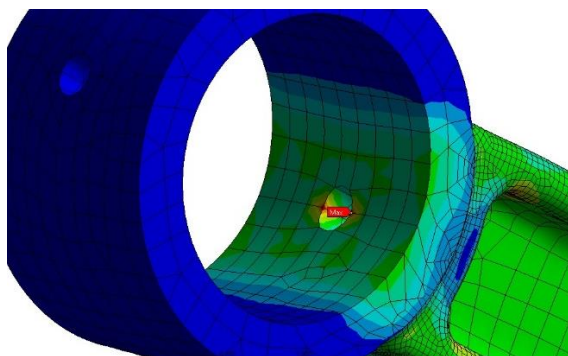
### Tlakové zatížení vedlejší ojnice

Na následujících obrázcích jsou zobrazena nebezpečná místa vedlejší ojnice 1 při tlakovém zatížení. Na ojnici působí výsledná síla působící v ose válce  $\max(F_{p1})$  [kN] dle *tabulky 8*.

*Obrázek 40* zobrazuje výsledné redukované napětí dle HMH, které působí na vedlejší ojnici 1. Maximální redukované napětí je v malém oku ojnice. Toto napětí se nachází v místě vyústění mazacího kanálu, jak lze vidět na *obrázku 41*. Toto maximální napětí můžeme zanedbat, protože se nachází na hraně mazacího kanálu, kde je kontakt pístního čepu s ojnicí. Toto místo je ve skutečnosti opatřeno sražením hrany. Program místo vyhodnotí jako dokonale ostrý přechod, a proto je v tomto místě největší napětí. Nás ovšem zajímají spíše rádiusové přechody na dřívku ojnice nebo napojení malého a velkého oka na dřív, kde jsou ve skutečnosti největší koncentrace napětí.

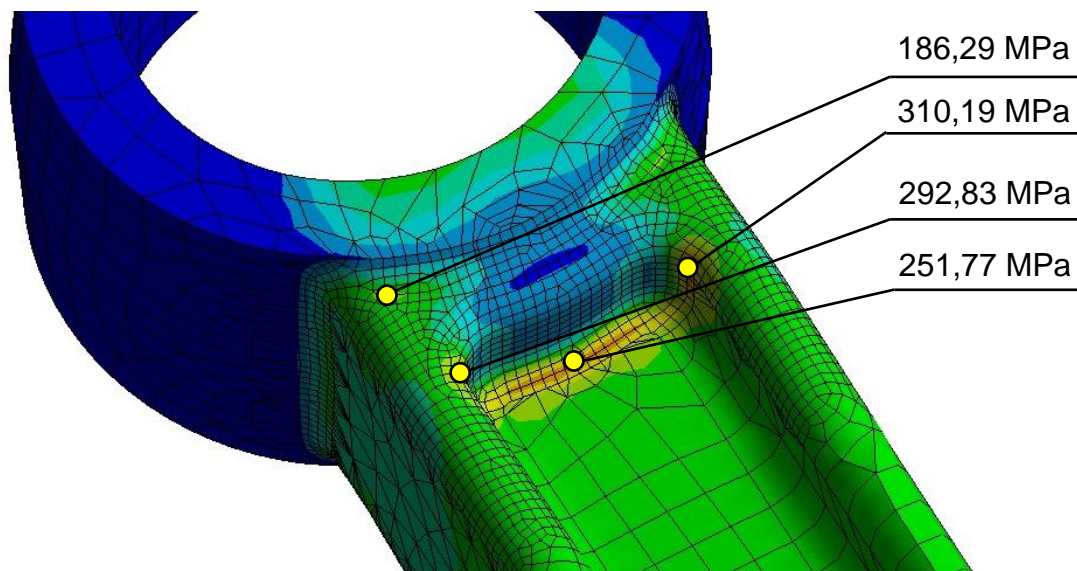


*Obrázek 40* Výsledné tlakové redukované napětí dle HMH na vedlejší ojnici 1

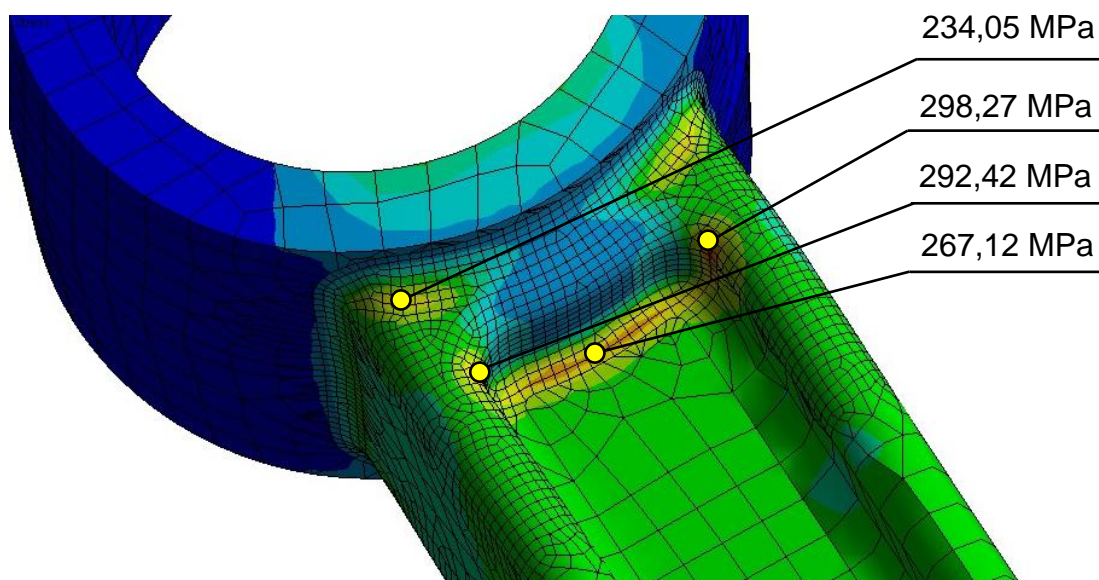


*Obrázek 41* Maximální tlakové redukované napětí dle HMH

Na *obrázcích 42,43* jsou zobrazena kritická místa, v nichž je největší koncentrace redukovaného napětí dle HMM. Tato místa nás zajímají pro další analýzu a výpočty bezpečnosti. V obrázcích jsou místa označena s příslušnými maximálními hodnotami redukovaného napětí dle HMM, které v místech působí.



Obrázek 42 Kritická místa v tlaku na dříku vedlejší ojnice 1 u malého oka



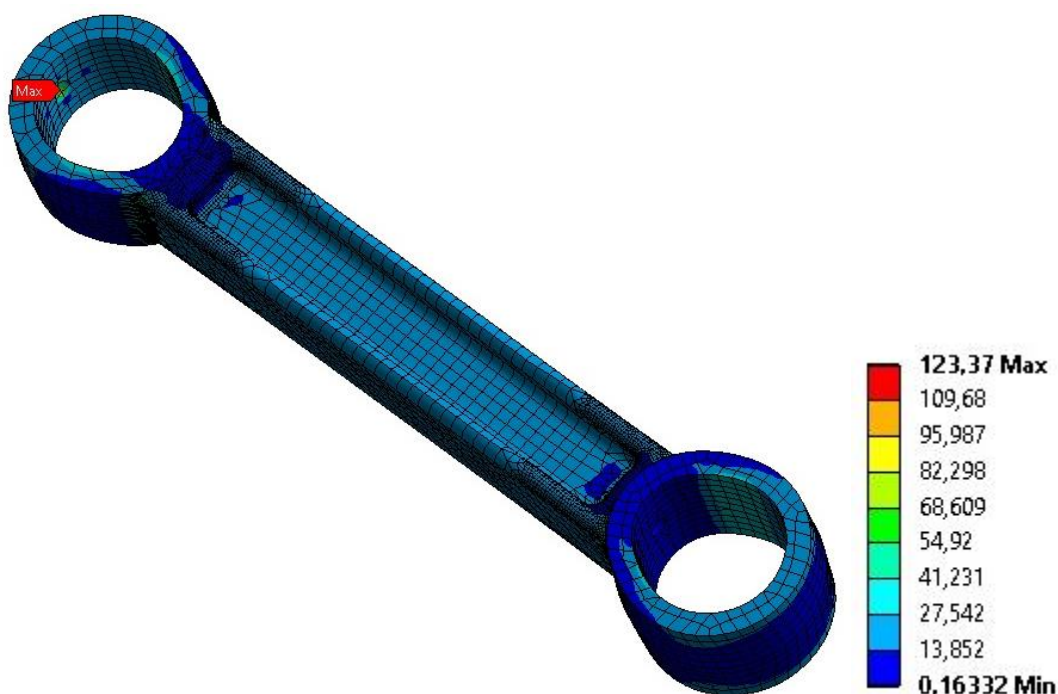
Obrázek 43 Kritická místa v tlaku na dříku vedlejší ojnice 1 u velkého oka



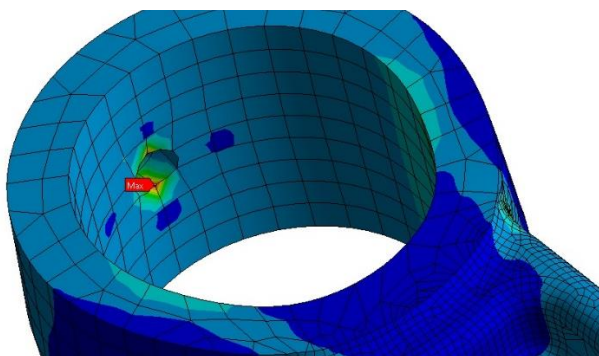
### Tahové zatížení vedlejší ojnice

Na následujících obrázcích jsou zobrazena nebezpečná místa vedlejší ojnice 1 při tahovém zatížení. Na ojnici působí výsledná síla působící v ose válce  $\min(F_{p1})$  [kN] dle *tabulky 8*.

Na následujícím *obrázku 44* je zobrazené výsledné redukované napětí dle HMH, které působí na vedlejší ojnici 1. Stejně jako v případě tlakového namáhání vedlejší ojnice je maximální redukované napětí dle HMH v malém oku ojnice. Místo maximálního redukovaného napětí dle HMH je v místě mazacího kanálu a stejně jako v předchozím případě ho můžeme zanedbat. Důvody zanedbání tohoto maximálního redukovaného napětí dle HMH jsou stejné. Dále nás tedy budou zajímat, stejně jako v předchozím případě, rádiusové přechody dříku ojnice, nebo napojení malého a velkého oka na dřík.

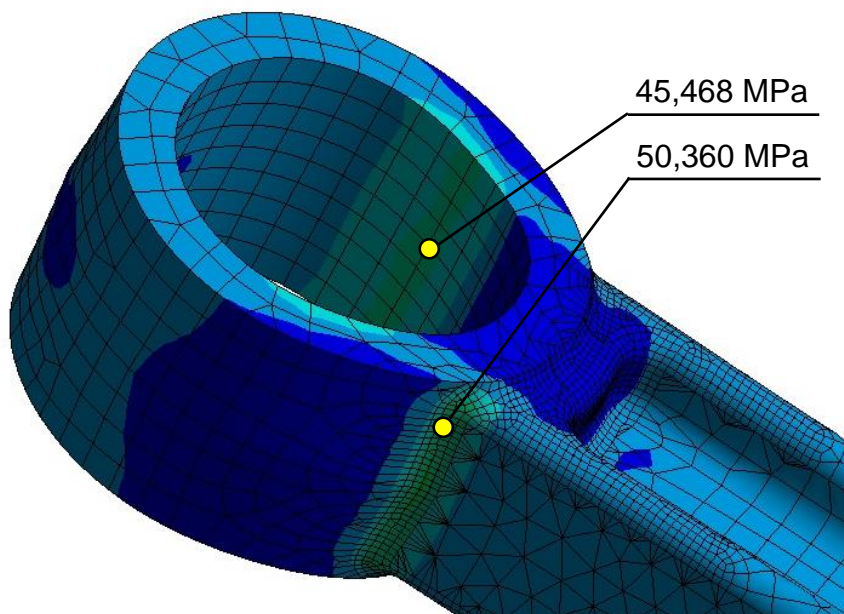


Obrázek 44 Výsledné tahové redukované napětí dle HMH na vedlejší ojnici 1

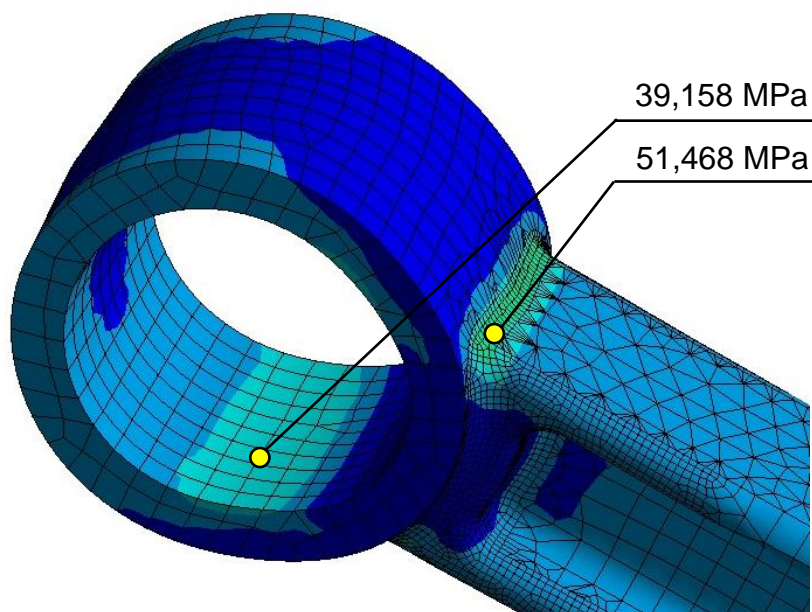


Obrázek 45 Maximální tahové redukované napětí dle HMH

Na *obrázcích 46,47* jsou zobrazena kritická místa, v nichž je největší koncentrace redukovaného napětí dle HMH. Tato místa nás zajímají pro další analýzu a výpočty bezpečnosti. Stejně jako v předchozím případě jsou místa označena s příslušnými maximálními hodnotami redukovaného napětí dle HMH, které v místech působí.



Obrázek 46 Kritická místa v tahu na vedlejší ojnici 1 u malého oka



Obrázek 47 Kritická místa v tahu na vedlejší ojnici 1 u velkého oka

## 14 ÚNAVOVÉ NAMÁHÁNÍ VEDLEJŠÍ OJNICE

Ojnice je namáhána cyklicky střídajícím se tahovým a tlakovým napětím. Tato napětí byla vypočtena v kapitole (13) pomocí MKP. Problém u tohoto typu namáhání je únava materiálu, která může vést až k únavovému lomu. Proto je důležité ojnici na tento typ namáhání zkontrolovat.

### Fáze únavového porušování [13]

- Fáze 1 – Změna mechanických vlastností

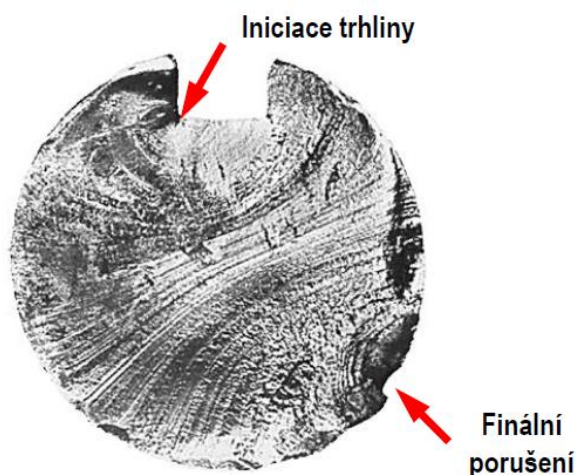
Iniciace trhliny.

- Fáze 2 – Šíření trhliny

Působící střídavé napětí zapříčiní rozevírání a zavírání trhliny. Trhlina se zvětšuje a šíří v důsledku tahových napětí.

- Fáze 3 – Porušení součásti

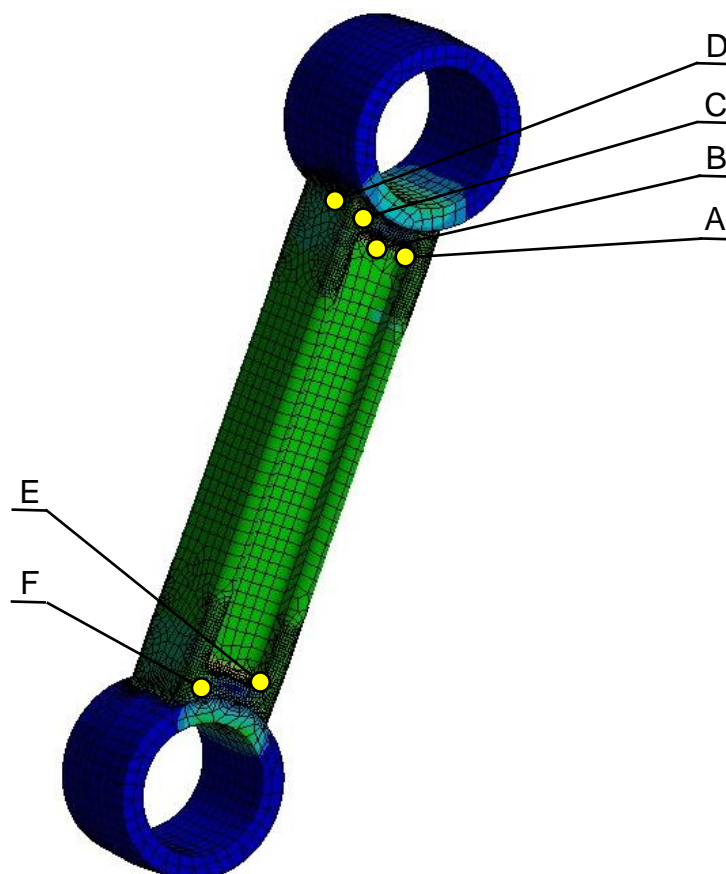
Oslabené místo trhlinou již nepřenese zatěžující napětí a dochází k náhlému a úplnému lomu podobnému křehkému porušení.



Obrázek 48 Únavové porušení [13]

## 14.1 KRITICKÁ MÍSTA

Z výsledků pevnostní analýzy pomocí MKP můžeme vybrat kritická místa, ve kterých působí největší redukované napětí dle HMM jak v tlaku, tak i v tahu. Jedná se zejména o tvarový přechod dřívku do velkého a malého oka ojnice a přechodové rádiusy ve vybrání na dřívku ojnice.



Obrázek 49 Kritická místa na vedlejší ojnici

V kritických místech byly odečteny hodnoty působícího redukovaného napětí dle HMM, které jsou vypsány v *tabulce 16 a 17*. Následně byla vypočtena absolutní hodnota rozdílu napětí v tlaku a tahu v daném místě. Díky tomuto výpočtu bylo zjištěno místo ojnice a číslo vedlejší ojnice s maximálním rozkmitem napětí. Pro tento maximální rozkmit napětí (*tabulka 18*) bude počítána únavová bezpečnost.

Výpočet rozkmitu napětí:

$$\Delta\sigma_i = \sigma_{tah} - \sigma_{tlak} [MPa] \quad (81)$$



Tabulka 16 Tlakové napětí v kritických místech

	Vedlejší ojnice 1	Vedlejší ojnice 2	Vedlejší ojnice 3	Vedlejší ojnice 4	Vedlejší ojnice 5	Vedlejší ojnice 6
Kritické místo	$\sigma_{TLAK1}$ [MPa]	$\sigma_{TLAK2}$ [MPa]	$\sigma_{TLAK3}$ [MPa]	$\sigma_{TLAK4}$ [MPa]	$\sigma_{TLAK5}$ [MPa]	$\sigma_{TLAK6}$ [MPa]
A	-309,81	-302,55	-271,04	-272,41	-282,65	-285,42
B	-250,38	-250,91	-251,16	-252,12	-258,07	-262,14
C	-185,85	-181,52	-174,59	-175,61	-179,22	-182,75
D	-166,12	-163,55	-152,79	-155,13	-158,76	-161,95
E	-298,27	-291,3	-278,51	-279,87	-288,08	-290,04
F	-234,05	-229,81	-238,03	-240,01	-245,03	-249,6

Tabulka 17 Tahové napětí v kritických místech

	Vedlejší ojnice 1	Vedlejší ojnice 2	Vedlejší ojnice 3	Vedlejší ojnice 4	Vedlejší ojnice 5	Vedlejší ojnice 6
Kritické místo	$\sigma_{TAH1}$ [MPa]	$\sigma_{TAH2}$ [MPa]	$\sigma_{TAH3}$ [MPa]	$\sigma_{TAH4}$ [MPa]	$\sigma_{TAH5}$ [MPa]	$\sigma_{TAH6}$ [MPa]
A	23,124	30,522	34,822	34,61	28,694	23,583
B	18,513	19,236	26,263	27,062	22,169	18,444
C	30,729	32,851	35,533	37,594	33,711	29,086
D	43,733	62,085	73,528	68,743	59,766	46,093
E	20,835	29,62	34,531	33,829	28,407	22,927
F	31,635	33,024	38,822	38,691	37,42	33,968

Tabulka 18 Rozkmit napětí v kritických místech

	Vedlejší ojnice 1	Vedlejší ojnice 2	Vedlejší ojnice 3	Vedlejší ojnice 4	Vedlejší ojnice 5	Vedlejší ojnice 6
Kritické místo	$\Delta\sigma_1$ [MPa]	$\Delta\sigma_2$ [MPa]	$\Delta\sigma_3$ [MPa]	$\Delta\sigma_4$ [MPa]	$\Delta\sigma_5$ [MPa]	$\Delta\sigma_6$ [MPa]
A	332,934	333,072	305,862	307,02	311,344	309,003
B	268,893	270,146	277,423	279,182	280,239	280,584
C	216,579	214,371	210,123	213,204	212,931	211,836
D	209,853	225,635	226,318	223,873	218,526	208,043
E	319,105	320,92	313,041	313,699	316,487	312,967
F	265,685	262,834	276,852	278,701	282,45	283,568

V tabulce 18, kde jsou hodnoty rozkmitu napětí v kritických místech vedlejší ojnice, je vidět, že maximální rozkmit napětí dle HMM je u vedlejší ojnice 2 v kritickém místě A.

## 14.2 VÝPOČET ÚNAVOVÉ BEZPEČNOSTI

### 14.2.1 SOUČINITEL VLIVU POVRCHU

Tento součinitel nám říká, že čím lépe a kvalitněji je daný materiál opracovaný, tím je menší pravděpodobnost vzniku únavových trhlin.

Součinitel vlivu povrchu se vypočítá podle následujícího vztahu [19]:

$$\eta = a_{\eta} \cdot R_m^{b_{\eta}} [-] \quad (82)$$

Kde  $R_m$  je mez pevnosti daného materiálu a hodnoty  $a_{\eta}$  a  $b_{\eta}$  jsou experimentálně stanovené koeficienty pro daný způsob finální povrchové úpravy materiálu.

Tabulka 19 Koeficienty součinitele vlivu povrchu [19]

	Kování	Válcování za tepla	Obrábění	Broušení
$a_{\eta}$	272	57,7	4,51	1,58
$b_{\eta}$	-0,995	-0,718	-0,265	-0,085

Tabulka 20 Výsledné hodnoty součinitele vlivu povrchu pro jednotlivé materiály

Materiál	Kování	Válcování za tepla	Obrábění	Broušení
14 240	0,38	0,502	0,783	0,901
15 231	0,32	0,444	0,748	0,888
15 260	0,256	0,378	0,705	0,871
15 241	0,225	0,345	0,682	0,862
15 142	0,22	0,338	0,677	0,86
15 261	0,209	0,326	0,668	0,856

### 14.2.2 VLIV PRAVDĚPODOBNOSTI PŘEŽITÍ

Tento parametr udává, s jakou pravděpodobností nedojde k poruše materiálu. Čím volíme vyšší pravděpodobnost, tím více klesá parametr  $v_p$ . Čím nižší hodnotu má parametr  $v_p$ , tím více klesá spolehlivost [13].

Tabulka 21 Vliv pravděpodobnosti přežití

Pravděpodobnost [%]	0,5	0,9	0,95	0,99	0,999	0,9999	0,99999	0,999999
$v_p$	1	0,897	0,868	0,814	0,753	0,702	0,659	0,62

### 14.2.3 STŘEDNÍ NAPĚTÍ A AMPLITUDA NAPĚTÍ

Pro výpočet únavové bezpečnosti je nutné určit střední napětí a amplitudu napětí viz *obrázek 51*. V našem případě se jedná o namáhání střídavé nesouměrné, kdy působící tlakové napětí je vyšší než napětí tahové [13].

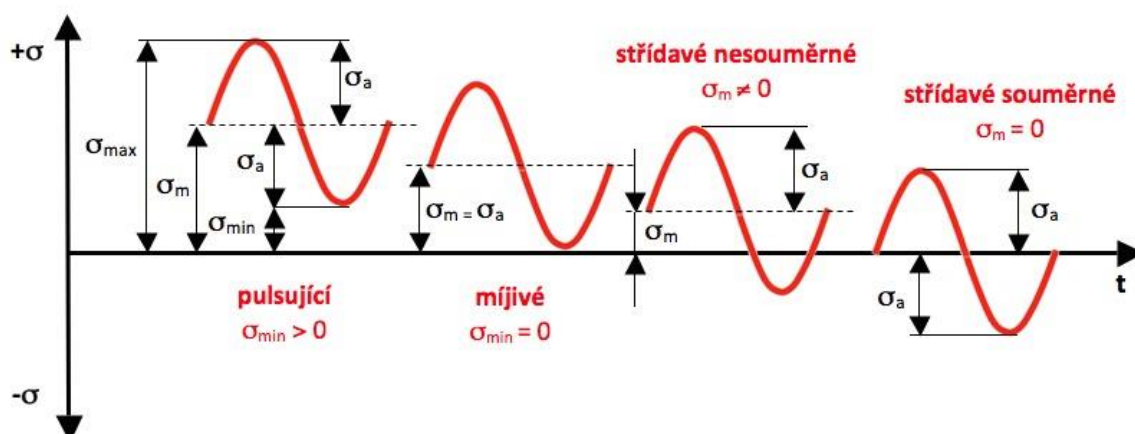
Střední napětí:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} [MPa] \quad (83)$$

Amplituda napětí:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} [MPa] \quad (84)$$

Kde  $\sigma_{max}$  je maximální působící napětí a  $\sigma_{min}$  je minimální působící napětí. V našem případě je  $\sigma_{max}$  absolutní hodnota maximálního tlakového napětí v místě A vedlejší ojnice 2 a  $\sigma_{min}$  je absolutní hodnota maximálního tahového napětí ve stejném kritickém místě u stejné ojnice.



Obrázek 50 Časová závislost cyklického namáhání [20]

#### 14.2.4 POMĚRNÝ GRADIENT NAPĚTÍ

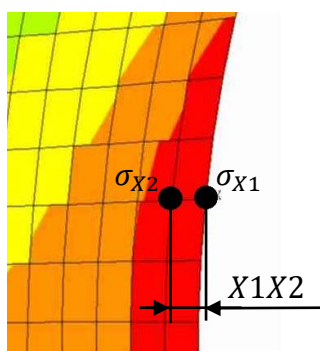
Tento gradient je důležitý pro výpočet korekčního součinitele. Poměrný gradient napětí vyjadřuje o kolik se sníží hodnota napětí v daném místě směrem od povrchu součásti kolmo do jejího objemu.

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{X1}} \cdot \frac{(\sigma_{X1} - \sigma_{X2})}{X1X2} [m^{-1}] \quad (85)$$

$X1X2 [mm]$  – vzdálenost uzlu 1 na povrchu součásti a uzlu 2 pod povrchem  
 $\sigma_{X1} [MPa]$  – napětí v uzlu 1 na povrchu součásti  
 $\sigma_{X2} [MPa]$  – napětí v uzlu 2 pod povrchem ve vzdálenosti  $X1X2$  kolmo od povrchu v místě uzlu 1

Tabulka 22 Hodnoty poměrného gradientu

$\sigma_{X1} [MPa]$	$\sigma_{X2} [MPa]$	$X1X2 [mm]$	$\chi_R [m^{-1}]$
333,072	210,037	0,65	568,299



Obrázek 51 Ilustrační obrázek gradientu napětí [13]

#### 14.2.5 KOREKČNÍ SOUČINITEL

Korekční součinitel vyjadřuje způsob, jakým je součást namáhána.

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{Co}}{\sigma_{Ct}} - 1}{2} \cdot \chi_R [-] \quad (86)$$

$\sigma_{Co} [MPa]$  – mez únavy v ohybu pro daný materiál (Tabulka 14)  
 $\sigma_{Ct} [MPa]$  – mez únavy v tlaku pro daný materiál (Tabulka 14)  
 $\chi_R [m^{-1}]$  – poměrný gradient napětí  
 $d_{vzorek} [mm]$  – průměr zkušebního vzorku [13]

### 14.2.6 POMĚRNÝ SOUČINITEL VRUBU A SOUČINITEL TVARU

Dále je potřeba vyjádřit poměr  $\beta_t/\alpha_t$ , kde  $\beta_t$  je součinitel vrubu a  $\alpha_t$  součinitel tvaru.

$$\frac{\beta_t}{\alpha_t} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{-(0,35 + \frac{R_e}{810})} [-] \quad (87)$$

$R_e [MPa]$  – mez kluzu daného materiálu (*Tabulka 14*)

### 14.2.7 ÚNAVOVÁ BEZPEČNOST

Pro stanovení únavové bezpečnosti vycházíme z Haighova diagramu, kde je zobrazeno pět kritérií porušení materiálu. V našem případě vycházíme z Goodmanova kritéria.



Obrázek 52 Haighův diagram [24]

Únavová Bezpečnost dle Goodmanova kritéria je dána vztahem [13]:

$$\frac{1}{k} = \frac{\beta_t}{\alpha_t} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{ct} \cdot \eta \cdot v_p \cdot f_G} + \frac{\sigma_m}{R_m} [kg] \quad (88)$$

$\frac{\beta_t}{\alpha_t} [-]$	– poměrný součinitel vrubu a součinitel tvaru
$\sigma_a [MPa]$	– amplituda napětí
$\sigma_m [MPa]$	– střední napětí
$\sigma_{ct} [MPa]$	– mez únavy v tlaku pro daný material ( <i>Tabulka 14</i> )
$\eta [-]$	– součinitel vlivu povrchu
$v_p [-]$	– vliv pravděpodobnosti přežití
$f_G [-]$	– korekční součinitel
$R_m [MPa]$	– mez pevnosti daného materiálu ( <i>Tabulka 14</i> )

Výsledky únavové bezpečnosti  $k$  jsou zobrazeny v *tabulkách 23,24,25* pro jednotlivé materiály (*Tabulka 14*), pro různé způsoby finální úpravy povrchu  $\eta$  a pro různou pravděpodobnost přežití  $v_p$ .

*Tabulka 23 Únavová bezpečnost  $k$  pro pravděpodobnost přežití 99%*

Materiál	Povrchová úprava			
	Kování	Válcování za tepla	Obrábění	Broušení
14 240	0,222	0,289	0,435	0,494
15 231	0,294	0,399	0,64	0,743
15 260	0,376	0,541	0,942	1,126
15 241	0,437	0,648	1,182	1,435
15 142	0,371	0,557	1,39	1,274
15 261	0,455	0,688	1,294	1,587

*Tabulka 24 Únavová bezpečnost  $k$  pro pravděpodobnost přežití 99,9%*

Materiál	Povrchová úprava			
	Kování	Válcování za tepla	Obrábění	Broušení
14 240	0,207	0,269	0,406	0,461
15 231	0,273	0,371	0,597	0,694
15 260	0,35	0,503	0,881	1,055
15 241	0,406	0,604	1,106	1,347
15 142	0,345	0,518	0,971	1,193
15 261	0,422	0,641	1,211	1,49

*Tabulka 25 Únavová bezpečnost  $k$  pro pravděpodobnost přežití 99,99%*

Materiál	Povrchová úprava			
	Kování	Válcování za tepla	Obrábění	Broušení
14 240	0,193	0,252	0,381	0,432
15 231	0,255	0,348	0,561	0,653
15 260	0,327	0,472	0,829	0,995
15 241	0,638	0,566	1,042	1,271
15 142	0,322	0,485	0,913	1,124
15 261	0,395	0,601	1,141	1,407

Ve výsledcích pro jednotlivé materiály vychází z hlediska únavového porušení nejlépe materiály 15 241, 15 142 a 15 261. Materiály 14 240, 15 231 a 15 260 téměř ve všech variantách nevyhovují.

Výsledná únavová bezpečnost vychází téměř ve všech případech poměrně nízká. Naše snaha je dosáhnout bezpečnosti  $k$  alespoň 1,5 při pravděpodobnosti přežití 99,9%. Tato hodnota bezpečnosti, které se snažíme dosáhnout, je takové hodnoty z důvodu zjednodušení pevnostní analýzy v programu Ansys Workbench.

Bezpečnost  $k \geq 1,5$  vychází pouze v případě materiálu 15 261 při finální úpravě povrchu broušením a při pravděpodobnosti přežití 99%.

Z výsledků únavové bezpečnosti lze stanovit, že ojnice je poddimenzovaná a je nutno ji upravit.

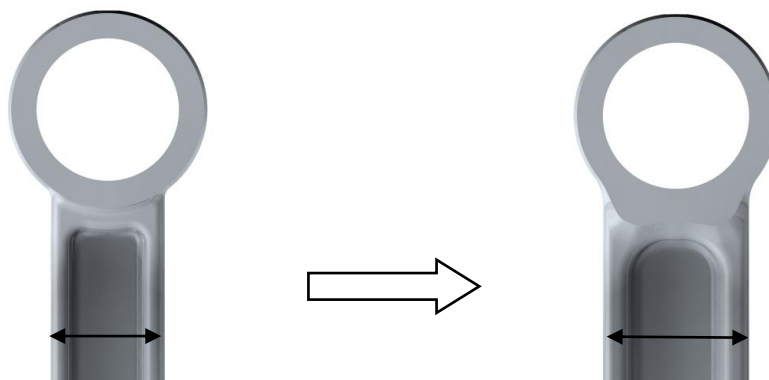
## 15 PEVNOSTNÍ ANALÝZA PO ÚPRAVĚ GEOMETRIE

### 15.1 ÚPRAVA GEOMETRIE VEDLEJŠÍ OJNICE

Z důvodu nízké únavové bezpečnosti vedlejší ojnice bylo nutno upravit její geometrii. Úpravy proběhly především u kritických rádiusů, kde bylo koncentrováno největší redukované napětí dle HMH.

#### 1) Zesílení dříku.

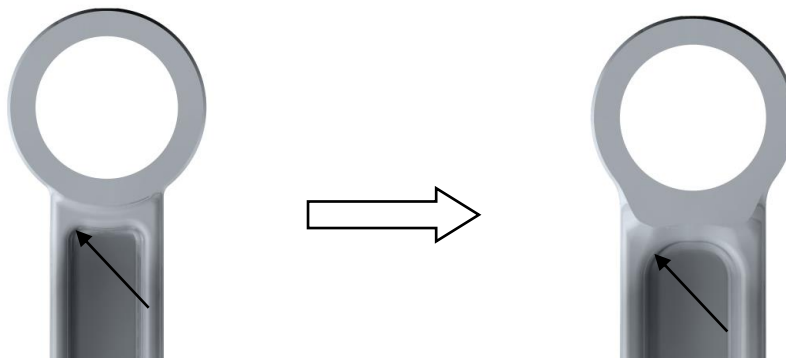
Tloušťka dříku ojnice byla zvětšena z původních 16 mm na 20 mm.



Obrázek 53 Úprava dříku vedlejší ojnice

#### 2) Změna rádiusu v rohu vybrání.

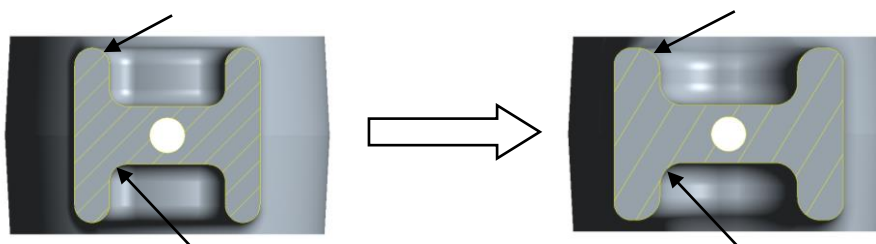
Rádus v rozích vybrání dříku byl změněn z původních R2 na R5.



Obrázek 54 Úprava rádiusu 1

#### 3) Změna vnitřního a vnějšího rádiusu.

Vnitřní a vnější rádus u vybrání na dříku byl změněn z původních R1,5 na R2.

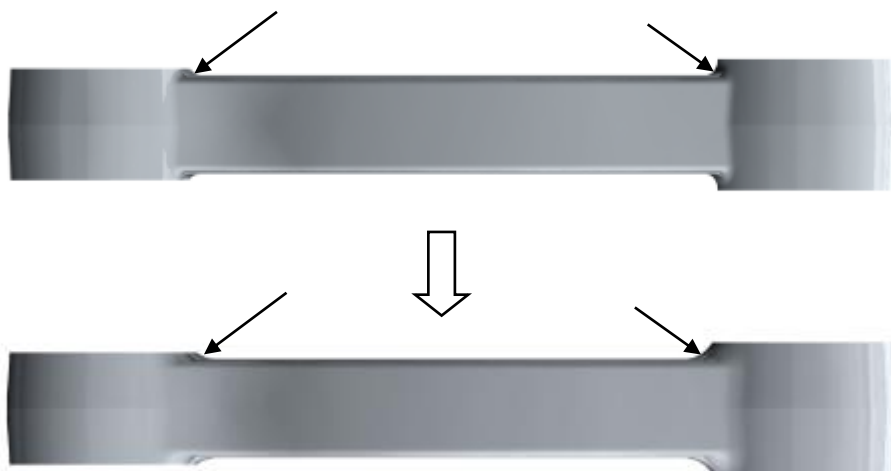


Obrázek 55 Úprava rádiusu 2



**4) Změna přechodového rádiusu.**

Přechodový rádius mezi dříkem a velkým a malým okem byl změněn z původních R2 na R6.

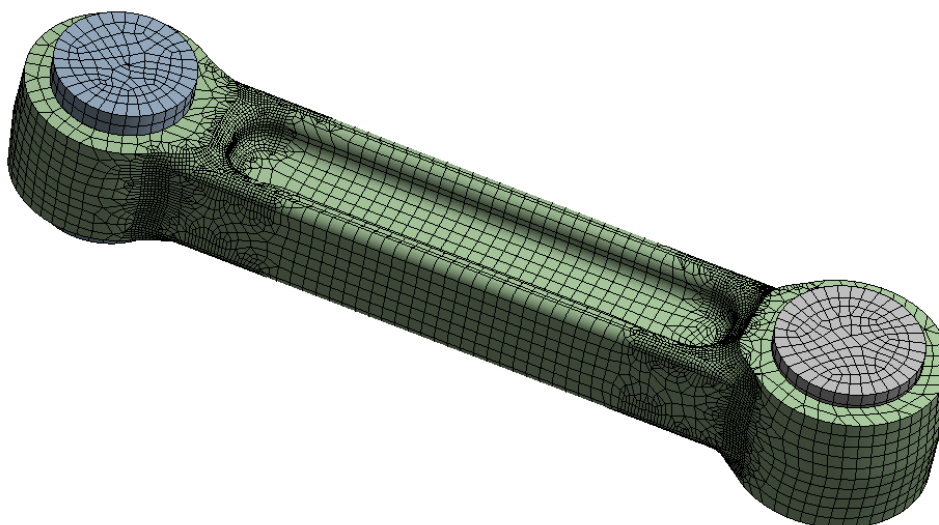


Obrázek 56 Úprava rádiusu 3

**15.2 TVORBA SÍTĚ VEDLEJŠÍ OJNICE PO ÚPRAVĚ GEOMETRIE**

Výpočtová síť vedlejší ojnice s upravenou geometrií byla generována stejným principem jako v případě původní geometrie. Byla použita metoda „Hex Dominant“ na celé těleso ojnice s velikostí prvků 2 mm. V kritických místech, jako jsou upravené poloměry přechodových rádiusů, byla síť zjemněna metodou „Face Sizing“ a „Vertex Sizing“ na velikost prvků 0,5 mm.

Výsledný počet uzlů je 177 468 a počet elementů 55 246. Oproti původnímu návrhu je tedy nárůst počtu uzlů o 26 000 a nárůst počtu elementů o 7390.



### 15.3 OKRAJOVÉ PODMÍNKY OJNICE PO ÚPRAVĚ GEOMETRIE

Okrajové podmínky byly v případě upravené geometrie vedlejší ojnice aplikovány stejně jako v případě původní geometrie (*kapitola 13.1.8.*). Stejně tak bylo aplikováno i zatížení ojnice (*kapitola 13.1.9.*).

### 15.4 ANALÝZA VÝSLEDKŮ NAPĚTÍ OJNICE PO ÚPRAVĚ GEOMETRIE

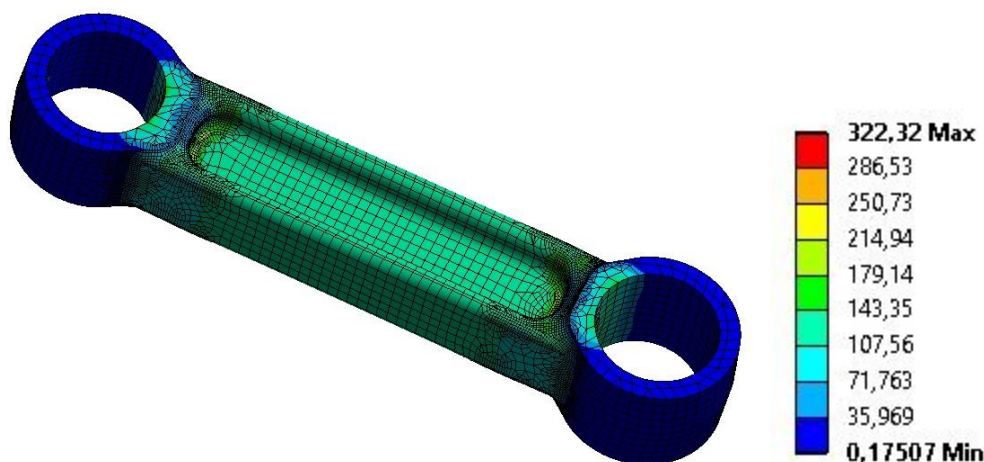
Maximální hodnota prodloužení a stlačení vlivem tlakového a tahového namáhání vedlejší ojnice je téměř stejná jako u původní geometrie. Výsledné maximální hodnoty prodloužení a stlačení ojnice se v jednotlivých případech liší minimálně v hodnotách setin milimetru, jak lze vidět v *tabulce 26*. Maximální hodnota prodloužení je stále u vedlejších ojnic 3 a 4 a maximální hodnota stlačení je stále u vedlejší ojnice 6.

*Tabulka 26 Změna prodloužení a stlačení vedlejší ojnice před a po úpravě geometrie*

Vedlejší ojnice	Maximální stlačení před úpravou geometrie [mm]	Maximální stlačení po úpravě geometrie [mm]	Maximální prodloužení před úpravou geometrie [mm]	Maximální prodloužení po úpravě geometrie [mm]
1	0,07970	0,06305	-0,01507	-0,01633
2	0,07847	0,06173	-0,01749	-0,01689
3	0,07660	0,06069	-0,02098	-0,02010
4	0,07711	0,06106	-0,02098	-0,02010
5	0,07909	0,06265	-0,01746	-0,01733
6	0,07990	0,06327	-0,01502	-0,01543

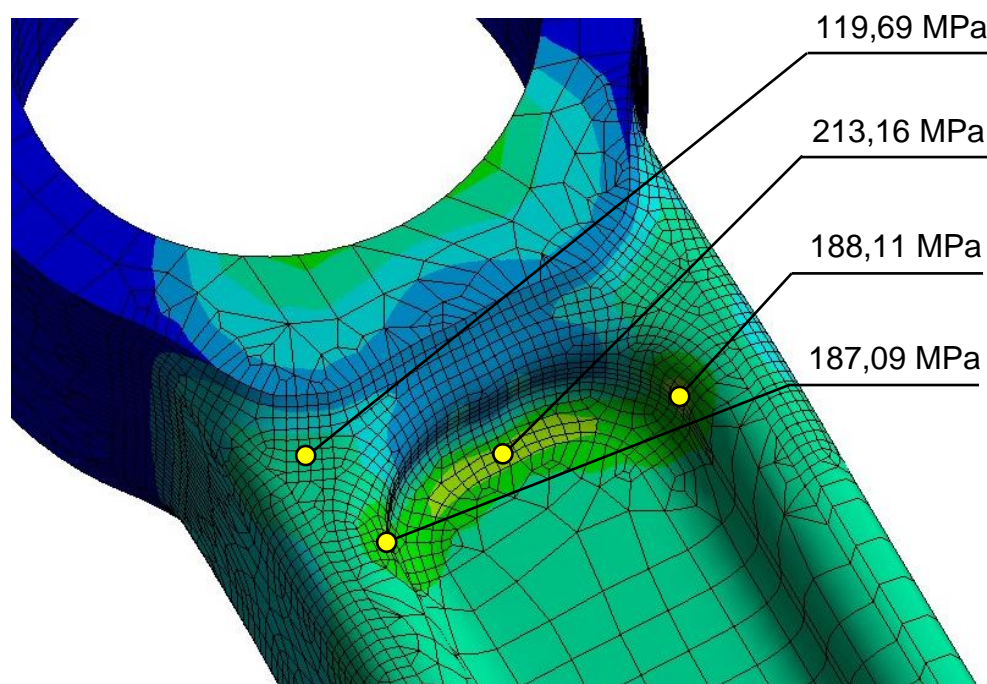
### Tlakové zatížení vedlejší ojnice po úpravě geometrie

Na následujícím *obrázku 57* je zobrazeno výsledné tlakové redukované napětí dle HMM působící na vedlejší ojnici po úpravě geometrie.

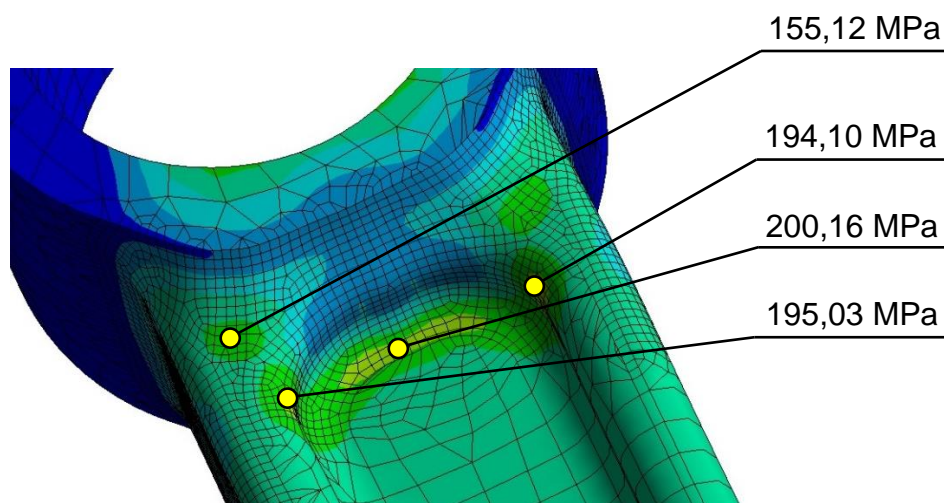


Obrázek 57 Výsledné tlakové redukované napětí dle HMM na vedlejší ojnici 1 po úpravě geometrie

Na *obrázcích 58,59* jsou zobrazena kritická místa, v nichž je největší koncentrace redukovaného napětí dle HMH v tlaku. Jak lze z výsledků napětí v kritických místech vidět, tak jsou značně nižší. Snížení celkového redukovaného napětí dle HMH v tlaku oproti původní geometrii je v kritických místech až 100 MPa.



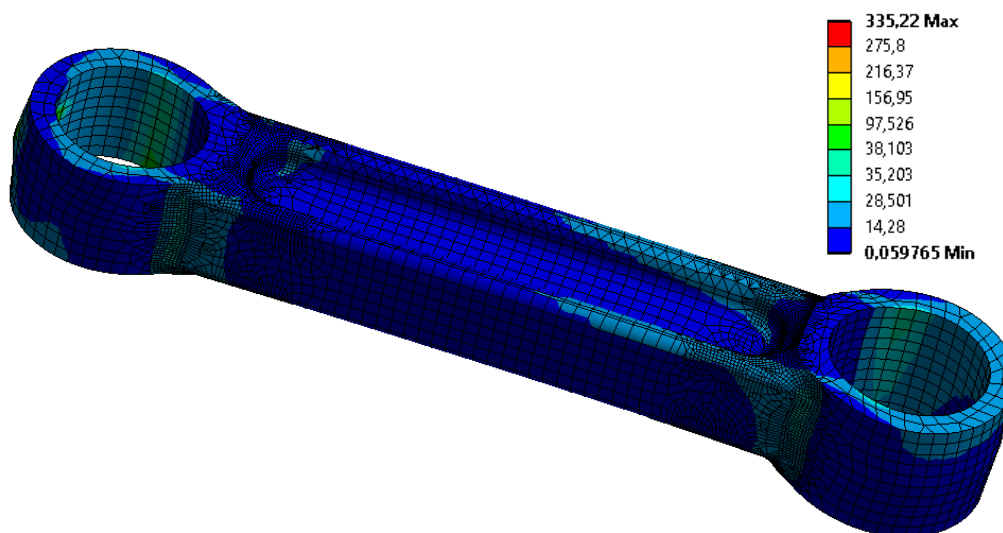
Obrázek 58 Kritická místa v tlaku na dřívku vedlejší ojnice 1 po úpravě geometrie u malého oka



Obrázek 59 Kritická místa v tlaku na dřívku vedlejší ojnice 1 po úpravě geometrie u velkého oka

### Tahové zatížení vedlejší ojnice po úpravě geometrie

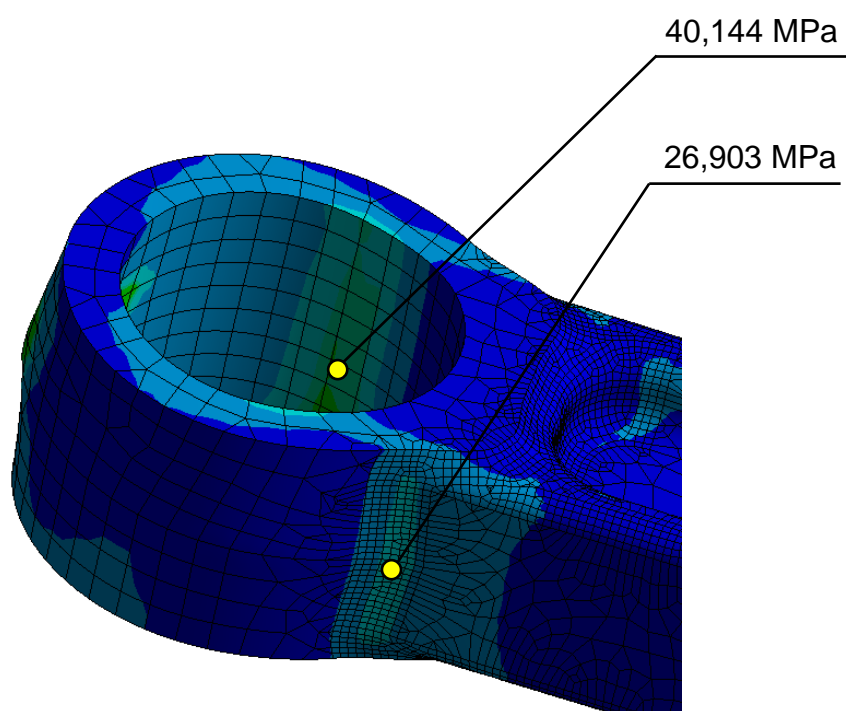
Na následujícím *obrázku 57* je zobrazeno výsledné tahové redukované napětí dle HMM působící na vedlejší ojnici po úpravě geometrie.



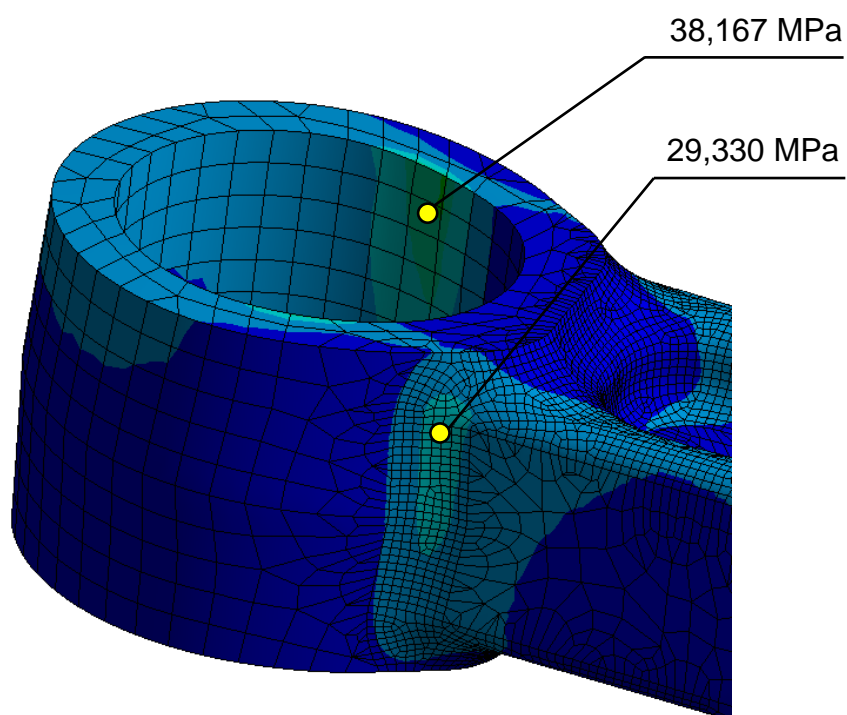
*Obrázek 60* Výsledné tahové redukované napětí dle HMM na vedlejší ojnici 1 po úpravě geometrie

Na *obrázcích 61,62* jsou zobrazena kritická místa, v nichž je největší koncentrace redukovaného napětí dle HMM v tahu. Výsledné tahové napětí v kritických místech je, stejně jako bylo tlakové napětí, značně nižší.

Snížení redukovaného napětí dle HMM v tahu oproti původní geometrii v kritických místech se pohybuje kolem 20 MPa.



Obrázek 61 Kritická místa v tahu na vedlejší ojnici 1 po úpravě geometrie u malého oka



Obrázek 62 Kritická místa v tahu na vedlejší ojnici 1 po úpravě geometrie u velkého oka



## 16 ÚNAVOVÉ NAMÁHÁNÍ VEDLEJŠÍ OJNICE PO ÚPRAVĚ GEOMETRIE

V kritických místech, která se vyskytují na stejných místech jako u původní geometrie vedlejší ojnice popsanými v kapitole 14.1, byla odečtena působící redukovaná napětí dle HMH. Srovnání napětí v kritických místech u upravené geometrie vedlejší ojnice a původní geometrie je v tabulce 28. Z tabulky je vidět, jak upravení geometrie výrazně pomohlo u snížení maximálního napětí v daném kritickém místě.

Tabulka 27 Srovnání maximálních napětí před a po úpravou geometrie

	Vedlejší ojnice 1 před úpravou geometrie	Vedlejší ojnice 1 po úpravě geometrie	Vedlejší ojnice 1 před úpravou geometrie	Vedlejší ojnice 1 po úpravě geometrie
Kritické místo	$\sigma_{TAH1}$ [MPa]		$\sigma_{TLAK1}$ [MPa]	
A	309,81	188,11	23,124	16,291
B	250,38	213,16	18,513	13,16
C	185,85	119,69	30,729	14,48
D	166,12	95,317	43,733	26,903
E	298,27	195,03	20,835	19,971
F	234,05	151,9	31,635	19,378

Výsledná redukovaná napětí dle HMH v kritických místech ojnice jsou vypsána v tabulce 28 pro tlakové namáhání a tabulce 29 pro tahové zatížení.

Tabulka 28 Tlakové napětí v kritických místech (ojnice po úpravě)

	Vedlejší ojnice 1	Vedlejší ojnice 2	Vedlejší ojnice 3	Vedlejší ojnice 4	Vedlejší ojnice 5	Vedlejší ojnice 6
Kritické místo	$\sigma_{TLAK1}$ [MPa]	$\sigma_{TLAK2}$ [MPa]	$\sigma_{TLAK3}$ [MPa]	$\sigma_{TLAK4}$ [MPa]	$\sigma_{TLAK5}$ [MPa]	$\sigma_{TLAK6}$ [MPa]
A	188,11	183,91	179,19	180,28	184,39	187,04
B	213,16	207,51	203,51	203,47	208,77	208,9
C	119,69	116,82	115,72	116,71	116,36	118,44
D	95,317	91,194	87,999	88,292	89,636	92,461
E	195,03	183,17	176,34	179,82	184,24	194,04
F	151,9	146,11	144,4	146,18	142,08	148,55

Tabulka 29 Tahové napětí v kritických místech (ojnice po úpravě)

	Vedlejší ojnice 1	Vedlejší ojnice 2	Vedlejší ojnice 3	Vedlejší ojnice 4	Vedlejší ojnice 5	Vedlejší ojnice 6
Kritické místo	$\sigma_{TAH1}$ [MPa]	$\sigma_{TAH2}$ [MPa]	$\sigma_{TAH3}$ [MPa]	$\sigma_{TAH4}$ [MPa]	$\sigma_{TAH5}$ [MPa]	$\sigma_{TAH6}$ [MPa]
A	16,291	20,312	24,003	23,749	19,024	16,625
B	13,16	16,307	17,306	18,122	14,429	12,43
C	14,48	16,379	19,555	19,103	16,557	13,388
D	26,903	36,378	43,165	44,842	36,089	31,692
E	19,971	20,82	23,877	24,222	20,019	17,113
F	19,378	17,723	21,818	21,576	16,779	16,345

Při výsledném rozkmitu napětí (tabulka 30) je zjištěno, že největší rozkmit napětí (81) je v kritickém místě B u vedlejší ojnice 1. Zde je narozdíl od ojnice před úpravou geometrie změna. Nejvíce namáhaná ojnice před úpravou geometrie byla vedlejší ojnice 2 v kritickém místě A.

Tabulka 30 Rozkmit napětí v kritických místech (ojnice po úpravě)

	Vedlejší ojnice 1	Vedlejší ojnice 2	Vedlejší ojnice 3	Vedlejší ojnice 4	Vedlejší ojnice 5	Vedlejší ojnice 6
Kritické místo	$\Delta\sigma_1$ [MPa]	$\Delta\sigma_2$ [MPa]	$\Delta\sigma_3$ [MPa]	$\Delta\sigma_4$ [MPa]	$\Delta\sigma_5$ [MPa]	$\Delta\sigma_6$ [MPa]
A	204,401	204,222	203,193	204,029	203,414	203,665
B	226,32	223,817	220,816	221,592	223,199	221,33
C	134,17	133,199	135,275	135,813	132,917	131,828
D	122,22	127,572	131,164	133,134	125,725	124,153
E	215,001	203,99	200,217	204,042	204,259	211,153
F	171,278	163,833	166,218	167,756	158,859	164,895

## 16.1 VÝPOČET ÚNAVOVÉ BEZPEČNOSTI OJNICE PO ÚPRAVĚ GEOMETRIE

Únavová bezpečnost vedlejší ojnice po úpravě geometrie se vypočítá stejně, jako tomu bylo u původní geometrie vedlejší ojnice (*kapitola 14.2*).

Výsledná únavová bezpečnost pro jednotlivé stavy pravděpodobnosti přežití a různé materiály jsou vypsány v *tabulkách 31,32,33*.

Materiály, pro které je vedlejší ojnice po úpravě geometrie počítána, jsou stejné jako v předchozím případě (*tabulka 14*), abychom zjistili, o kolik se zlepšila únavová bezpečnost pouze úpravou geometrie.

*Tabulka 31 Únavová bezpečnost k (ojnice po úpravě) pro pravděpodobnost přežití 99%*

Materiál	Povrchová úprava			
	Kování	Válcování za tepla	Obrábění	Broušení
14 240	0,315	0,41	0,618	0,701
15 231	0,413	0,562	0,903	1,049
15 260	0,524	0,755	1,319	1,58
15 241	0,604	0,898	1,645	2,001
15 142	0,519	0,78	1,459	1,792
15 261	0,627	0,952	1,798	2,211

*Tabulka 32 Únavová bezpečnost k (ojnice po úpravě) pro pravděpodobnost přežití 99,9%*

Materiál	Povrchová úprava			
	Kování	Válcování za tepla	Obrábění	Broušení
14 240	0,293	0,381	0,576	0,654
15 231	0,384	0,523	0,843	0,98
15 260	0,487	0,702	1,233	1,479
15 241	0,561	0,836	1,539	1,876
15 142	0,482	0,725	1,363	1,677
15 261	0,583	0,886	1,682	2,074

*Tabulka 33 Únavová bezpečnost k (ojnice po úpravě) pro pravděpodobnost přežití 99,99%*

Materiál	Povrchová úprava			
	Kování	Válcování za tepla	Obrábění	Broušení
14 240	0,274	0,357	0,54	0,614
15 231	0,359	0,49	0,791	0,922
15 260	0,456	0,658	1,159	1,393
15 241	0,525	0,783	1,448	1,77
15 142	0,45	0,679	1,281	1,579
15 261	1,957	0,83	1,583	1,957



Původní snaha byla dosáhnout únavové bezpečnosti  $k$  alespoň 1,5 při pravděpodobnosti přežití 99,9%. Tohoto cíle se u původní geometrie vedlejší ojnice nepovedlo dosáhnout u žádné varianty. Pouze v jednom případě za podmínek nejlepšího materiálu a nejlepší finální úpravy povrchu vyšla únavová bezpečnost  $k$  větší než 1,5 na úkor snížení pravděpodobnosti přežití na 99%. Tato varianta je neakceptovatelná.

Po úpravě geometrie vedlejší ojnice nyní máme patnáct variant, které dosahují námi požadovanou bezpečnost  $k \geq 1,5$  pro tři různé pravděpodobnosti přežití. Při námi požadované pravděpodobnosti přežití 99,9% máme ve výsledku pět variant, které splňují všechny naše požadavky. Jedná se o materiály 15 241 a 15 261 při finální úpravě povrchu obráběním nebo při finální úpravě broušením. Dále se jedná o materiál 15 142 při finální úpravě povrchu broušením.

## 17 PEVNOSTNÍ KONTROLA ČEPŮ

Pevnostní kontrola čepů zahrnuje pístní čep a ojnicí čep vedlejší ojnice. Tyto jednoduché součásti klikového mechanismu jsou namáhány hlavně na střih a na otláčení v táhle (ojnice) a ve vidlici (píst).

### 17.1 MATERIÁL PÍSTNÍHO A OJNICÍHO ČEPU VEDLEJŠÍ OJNICE

Volíme dva různé materiály čepů, pro které budou čepy zkontrolovány a vyhodnoceny. Materiály pístních čepů a jejich mechanické vlastnosti jsou uvedeny v *tabulce 34*.

*Tabulka 34 Materiál pístního čepu*

Materiál dle DIN	16MnCr5	15CrNi6
Materiál dle ČSN	14 220	16 220
Mez pevnosti $R_m$ [MPa]	613	960
Mez kluzu $R_e$ [MPa]	588	685
Dovolené napětí v tahu $\sigma_{Dt}$ [MPa]	294	342,5
Dovolené napětí ve smyku $\tau_D$ [MPa]	235,2	274
Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{Do}$ [MPa]	352,8	411
Maximální dovolený tlak $p_D$ [MPa]	529,2	616,5

Dovolená napětí pro jednotlivé materiály se vypočítají z meze kluzu dle následujících vztahů [2]:

Dovolené napětí v tahu:

$$\sigma_{Dt} = R_e \cdot 0,5 \text{ [MPa]} \quad (89)$$

Dovolené napětí ve smyku:

$$\tau_D = R_e \cdot 0,4 \text{ [MPa]} \quad (90)$$

Dovolené napětí v ohybu:

$$\sigma_{Do} = R_e \cdot 0,6 \text{ [MPa]} \quad (91)$$

Maximální dovolený tlak:

$$p_D = R_e \cdot 0,9 \text{ [MPa]} \quad (92)$$

## 17.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÍSTNÍHO ČEPU

Výsledná síla zatěžující pístní čep je spočítaná v kapitole 11 podle vztahu (73).

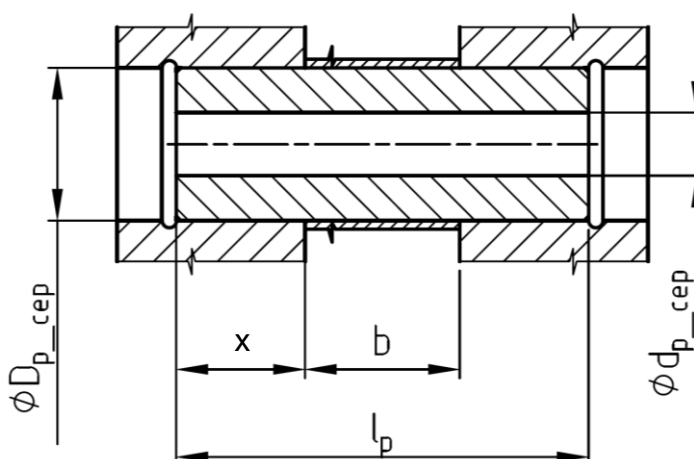
Maximální hodnoty výsledných sil působících na jednotlivé čepy jednotlivých vedlejších válců jsou vypsány v tabulce 35.

Tabulka 35 Maximální síly zatěžující pístní čep

$\max(F_{pph})$ [kN]	$\max(F_{pp1})$ [kN]	$\max(F_{pp2})$ [kN]	$\max(F_{pp3})$ [kN]	$\max(F_{pp4})$ [kN]	$\max(F_{pp5})$ [kN]	$\max(F_{pp6})$ [kN]
21,555	21,513	22,886	22,684	23,074	23,406	23,791

Maximální síla zatěžující pístní čep je  $F_{pp6}$ , která působí na pístní čep šestého vedlejšího válce. Na zatížení od této síly bude čep zkontrolován.

Rozměry pístního čepu:



Obrázek 63 Pístní čep

Průměr pístního čepu:  $D_{p\_cep} = 17 \text{ mm}$

Vnitřní průměr pístního čepu:  $d_{p\_cep} = 7 \text{ mm}$

Délka pístního čepu:  $l_p = 45,8 \text{ mm}$

Délka kontaktní plochy s pístem:  $x = 13,8 \text{ mm}$

Délka kontaktní plochy s ojnicí:  $b = 17 \text{ mm}$

Kontrola pístního čepu na stříh se provede podle následujícího vztahu pro oba navrhované materiály.

$$\tau_p = \frac{F_{pp6}}{S_{p\_cep}} \leq \tau_D [\text{MPa}] \quad (93)$$

Kde  $F_{pp6}$  [N] je maximální výsledná síla zatěžující pístní čep a  $S_{p\_cep}$  je průřez pístního čepu ve zkoumaném místě.

$$S_{p\_cep} = \frac{\pi \cdot D_{p\_cep}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{p\_cep}^2}{4} [mm^2]$$

Kontrola pístního čepu na otláčení v pístu (vidlice):

$$p_{pist} = \frac{F_{pp6}}{S_{otlacen\_pist}} \leq p_D [MPa] \quad (94)$$

Kde  $S_{otlacen\_pist}$  je průmět styčné plochy čepu do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly.

$$S_{otlacen\_pist} = 2 \cdot x \cdot D_{p\_cep} [mm^2] \quad (95)$$

Kontrola pístního čepu na otláčení v ojnici (táhlo):

$$p_{ojnice} = \frac{F_{pp6}}{S_{otlacen\_ojnice}} \leq p_D [MPa] \quad (96)$$

Kde  $S_{otlacen\_ojnice}$  je stejně jako v předchozím případě průmět styčné plochy čepu do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly.

$$S_{otlacen\_ojnice} = b \cdot D_{p\_cep} [mm^2] \quad (97)$$

Výsledky jednotlivých napětí jsou zobrazeny a vyhodnoceny v *tabulce 36*. V tabulce lze vidět, že oba navrhované materiály pístního čepu vyhovují.

Ve všech kontrolovaných napětových stavech je ve výsledku maximálního působícího napětí značná rezerva k dosažení maximálního dovoleného napětí.

*Tabulka 36 Pevnostní kontrola pístního čepu*

Materiál	$\tau_p [MPa]$	$\tau_D [MPa]$	$p_{pist} [MPa]$	$p_{ojnice} [MPa]$	$p_D [MPa]$
14 220	126,213	235,5	50,705	82,321	529,3
16 220		274			616,5

### 17.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA OJNÍČNÍHO ČEPU VEDLEJŠÍ OJNICE

Výsledná síla zatěžující pístní čep je spočítaná v kapitole 11 podle vztahu (75).

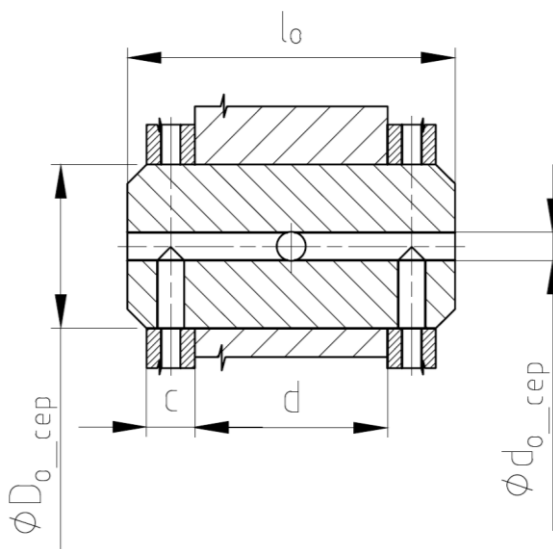
Maximální hodnoty výsledných sil působících na jednotlivé čepy jednotlivých vedlejších ojníc jsou vypsány v tabulce 37.

Tabulka 37 Maximální síly zatěžující ojniční čep

$\max(F_{oc1})$ [kN]	$\max(F_{oc2})$ [kN]	$\max(F_{oc3})$ [kN]	$\max(F_{oc4})$ [kN]	$\max(F_{oc5})$ [kN]	$\max(F_{oc6})$ [kN]
46,636	48,009	47,807	48,197	48,529	48,914

Maximální síla zatěžující ojniční čep vedlejší ojnice je  $F_{oc6}$ , která působí na pístní čep šestého vedlejšího válce. Na zatížení od této síly bude čep zkontrolován.

Rozměry ojničního čepu vedlejší ojnice:



Obrázek 64 Ojníční čep

Průměr ojničního čepu vedlejší ojnice:  $D_{o\_cep} = 17 \text{ mm}$   
 Vnitřní průměr ojničního čepu vedlejší ojnice:  $d_{o\_cep} = 2,9 \text{ mm}$   
 Délka ojničního čepu vedlejší ojnice:  $l_o = 34 \text{ mm}$   
 Délka kontaktní plochy s hlavní ojnicí:  $c = 5 \text{ mm}$   
 Délka kontaktní plochy s vedlejší ojnicí:  $d = 20 \text{ mm}$

Kontrola ojničního čepu vedlejší ojnice na střih se provede stejně jako u čepu pístního podle následujícího vztahu pro oba navrhované materiály.

$$\tau_o = \frac{F_{oc6}}{S_{o\_cep}} \leq \tau_D [\text{MPa}] \quad (98)$$

Kde  $F_{oc6}$  [N] je maximální výsledná síla zatěžující ojnicí čep vedlejší ojnice a  $S_{o\_cep}$  je průřez ojnicího čepu ve zkoumaném místě.

$$S_{o\_cep} = \frac{\pi \cdot D_{o\_cep}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{o\_cep}^2}{4} \text{ [mm}^2\text{]}$$

Kontrola ojnicího čepu vedlejší ojnice na otláčení v hlavní ojnici (vidlice):

$$p_{o\_ojnice} = \frac{F_{oc6}}{S_{otlacení\_ho}} \leq p_D \text{ [MPa]} \quad (99)$$

Kde  $S_{otlacení\_ho}$  je průmět styčné plochy čepu do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly.

$$S_{otlacení\_ho} = 2 \cdot c \cdot D_{o\_cep} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (100)$$

Kontrola ojnicího čepu vedlejší ojnice na otláčení ve vedlejší ojnici (táhlo):

$$p_{o\_hlavni\_ojnice} = \frac{F_{oc66}}{S_{otlacení\_vo}} \leq p_D \text{ [MPa]} \quad (101)$$

Kde  $S_{otlacení\_vo}$  je stejně jako v předchozím případě průmět styčné plochy čepu do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly.

$$S_{otlacení\_vo} = d \cdot D_{o\_cep} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (102)$$

Výsledky jednotlivých napětí jsou zobrazeny a vyhodnoceny v *tabulce 38*. V *tabulce* lze vidět, že oba navrhované materiály ojnicího čepu vedlejší ojnice vyhovují.

Výsledné napětí ojnicího čepu vedlejší ojnice ve stříhu u materiálu 14 220 se blíží k horní hranici maximálního dovoleného napětí. S uvažováním této skutečnosti by bylo dobré přehodnotit volbu materiálu a pro tento čep zvolit materiál 16 220 s vyšší mezí pevnosti a kluzu.

*Tabulka 38 Pevnostní kontrola ojnicího čepu vedlejší ojnice*

Materiál	$\tau_o$ [MPa]	$\tau_D$ [MPa]	$p_{o\_ojnice}$ [MPa]	$p_{o\_hlavni\_ojnice}$ [MPa]	$p_D$ [MPa]
14 220	221,958	235,5	287,729	143,865	529,3
16 220		274			616,5

## 18 KONTROLA VEDLEJŠÍ OJNICE NA VZPĚR

U ojnice kontrolujeme na vzpěr její dřík, který zjednodušíme a nahradíme ho prutem.

U vzpěrné pevnosti je problém stability. Působící sílu, při jejímž překročení ztratí prutové těleso vzpěrnou stabilitu, nazýváme kritickou silou na mezi vzpěrné pevnosti.

Pro výpočet vzpěrné stability je nutno znát štíhlost prutu  $\lambda_{vz}$  [25].

$$\lambda_{vz} = \frac{l_d}{\sqrt{\frac{I_{min}}{S_d}}} [-] \quad (103)$$

$l_d$  [mm] – délka prutu

$I_{min}$  [mm<sup>4</sup>] – minimální kvadratický moment průřezu

$S_d$  [mm<sup>2</sup>] – plošný obsah průřezu prutu

V našem případě je délka prutu (délka dříku ojnice)  $l_d = 64$  mm, minimální kvadratický moment průřezu  $I_{min} = 2916,69$  mm<sup>4</sup> a plošný obsah průřezu prutu  $S_d = 171$  mm<sup>2</sup>.

Minimální kvadratický moment průřezu byl vygenerován na webu [26]. Plošný obsah průřezu prutu byl vypočítán v modelovacím programu PTC Creo 2.0.

V našem případě je vzpěrná stabilita  $\lambda_{vz} = 15,496 < \lambda_m$ , kde  $\lambda_m = 150$  je mezní štíhlost, která se získá ze strojnických tabulek [27].

Je-li  $\lambda_{vz} < \lambda_m$ , tak se jedná o oblast nepružného vzpěru. Řešení prutu v oblasti nepružného vzpěru se provádí dle Tetmajerovy-Jasinského rovnice. Při vzpěru je prut osově namáhán. Kritická síla  $F_{kr}$  [N] je síla, kdy dochází ke ztrátě stability a při které vzniká kritické napětí  $\sigma_{kr}$  [MPa] [25].

$$F_{kr} = S_d \cdot \sigma_{kr} [N] \quad (104)$$

$$\sigma_{kr} = \sigma_{Dtvz} - \lambda_{vz} \cdot 0,62 [MPa] \quad (105)$$

$E = 210$  GPa – modul pružnosti v tahu

$\sigma_{Dtvz}$  [MPa] – dovolené napětí v tahu/tlaku

Výsledný součinitel bezpečnosti se spočítá jako podíl kritické a zatěžující síly. Jako zatěžující sílu bereme maximální sílu působící v ojnici, která je spočítaná v kapitole 11 podle vztahu 68.

$$k_{vzpěr} = \frac{F_{kr}}{\max(F_{oi})} [-] \quad (106)$$

Vzhledem k nízké štíhlosti prutu  $\lambda_{vz}$  lze vedlejší ojnici zkontrolovat také na prostý tlak.

$$\sigma_{vz} = \frac{\max(F_{oi})}{S_d} \leq \sigma_{Dtvz} [kg] \quad (107)$$

Výsledné součinitele bezpečnosti pro jednotlivé materiály vedlejší ojnice jsou vypsány v *tabulce 39*. Ve všech případech dosahujeme součinitele bezpečnosti  $k_{vzpěr} > 2$ . Z hlediska únavy materiálu bylo zjištěno, že vyhovující materiály jsou 15 241, 15 142, 15 261. U těchto materiálů vychází součinitel bezpečnosti  $k_{vzpěr}$  kolem hodnoty 4.

Výsledné napětí u kontroly na prostý tah vyšlo značně pod dovoleným napětím u všech navrhovaných materiálů.

*Tabulka 39 Kontrola vedlejší ojnice na vzpěr*

Materiál	$R_e [MPa]$	$F_{kr} [kN]$	$\sigma_{kr} [MPa]$	$k_{vzpěr}$	$\sigma_{vz} [MPa]$	$\sigma_{Dtvz} [MPa]$
14 240	530	43,672	255,392	2,025	126,113	265
15 231	705	58,634	342,892	2,719		352,5
15 260	900	75,307	440,392	3,492		450
15 241	1050	89,842	515,392	4,087		525
15 142	900	75,307	440,392	3,492		450
15 261	1100	92,407	540,392	4,285		550



## 19 VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Pohybující se části klikového mechanismu se pohybují velkou rychlostí a vytvářejí vysoké setrvačné síly, které se velmi negativně projeví při chodu motoru, a to vyšším opotřebením, vyšším zatížením ložisek, vysokými vibracemi, ... Proto je důležité tyto síly vyvážit. Setrvačné síly se snažíme vyvážit v co nejvyšší míře, abychom docílili co nejhladšího chodu motoru. Vyvážení se provádí pomocí protizávaží, které se umístí na zalomení u klikové hřídele nebo přidáním další hřídele, která je vyvažovací.

Prvním krokem pro lepší vyvážení klikového mechanismu jsou pravidelné rozestupy zážehů ve válcích. U čtyřdobého zážehového motoru trvá jeden pracovní oběh  $720^\circ$  otočení klikové hřídele. Pořadí zapalování můžeme vypočítat podle vztahu:

$$\varphi = \frac{720}{i} [^\circ] \quad (108)$$

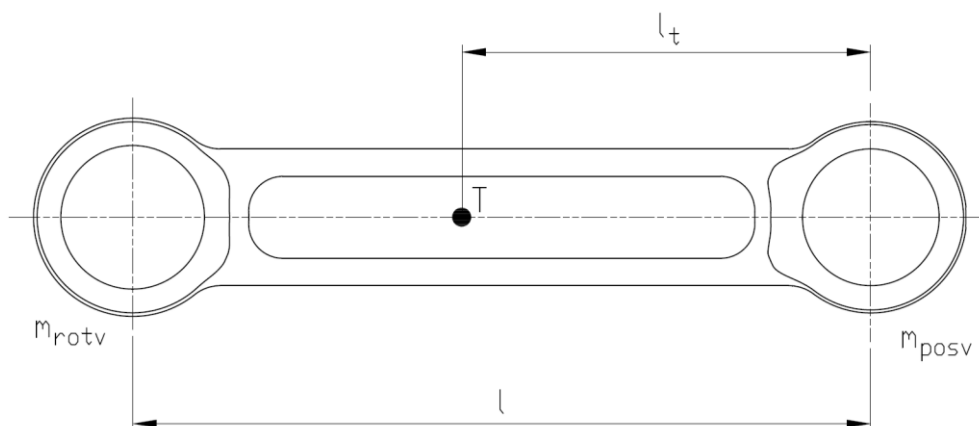
kde  $i$  je počet válců.

Ve výsledku dostaneme pořadí zážehů 1-3-5-7-2-4-6.

### 19.1 REDUKCE HLAVNÍ A VEDLEJŠÍ OJNICE

Ojnice v klikovém mechanismu koná obecný rovinný pohyb. Část ojnice koná pohyb translační a část ojnice koná pohyb rotační. Abychom mohli spočítat velikost setrvačných sil, které ojnice vytváří, je třeba ojnici zjednodušit a redukovat do dvou hmotných bodů. Hmotné body se umístí do středů ok ojnice a jeden z bodů koná pohyb rotační a druhý koná pohyb translační. Při redukci ojnice do hmotných bodů musí být zachována její hmotnost, moment setrvačnosti a poloha těžiště, která se pouze přes momentovou rovnici přepočítá.

#### 19.1.1 REDUKCE VEDLEJŠÍ OJNICE



Obrázek 65 Redukce vedlejší ojnice

$l$  – délka ojnice [m]

$l_t$  – vzdálenost těžiště od malého oka [m]

$m_{rotv}$  – redukována hmotnost vedlejší ojnice konající rotační pohyb [kg]

$m_{posv}$  – redukována hmotnost vedlejší ojnice konající translační pohyb [kg]

$T$  – těžiště vedlejší ojnice

Pro redukci vedlejší ojnice do dvou hmotných bodů jsou použity následující rovnice [28]:

1) Zachování hmotnosti:

$$m_v = m_{rotv} + m_{posv} \quad (109)$$

Kde  $m_v$  [kg] je celková hmotnost vedlejší ojnice i s ložiskovými pouzdry.

Hmotnost  $m_v$  je převzata z programu Creo, ve kterém je model vedlejší ojnice vytvořen.

$$m_v = 0,234 \text{ kg}$$

2) Momentová rovnováha:

$$m_{rotv} \cdot (l - l_t) = m_{posv} \cdot l_t \quad (110)$$

Po úpravách rovnic (78) a (79) dostaneme vztahy pro výpočet redukované hmotnosti vedlejší ojnice konající rotační a translační pohyb.

$$m_{rotv} = m_v \cdot \frac{l_t}{l} \text{ [kg]} \quad (111)$$

$$m_{posv} = m_v \cdot \frac{(l - l_t)}{l} \text{ [kg]} \quad (112)$$

V našem případě jsou výsledky následující:  $m_{rotv} = 0,124 \text{ kg}$ ,  $m_{posv} = 0,110 \text{ kg}$

Ve výsledku je však ještě nutné k redukované hmotnosti ojnice konající translační pohyb přičíst hmotnost pístní skupiny s pístním čepem, která je spojena s touto částí ojnice a koná společně s ní translační pohyb.

Hmotnost pístní skupiny je dle zadání  $m_{psk} = 285 \text{ g}$  a hmotnost pístního čepu je dle modelu  $m_{pč} = 6,762 \text{ g}$ .

Výsledná redukovaná hmotnost konající translační pohyb je tedy:

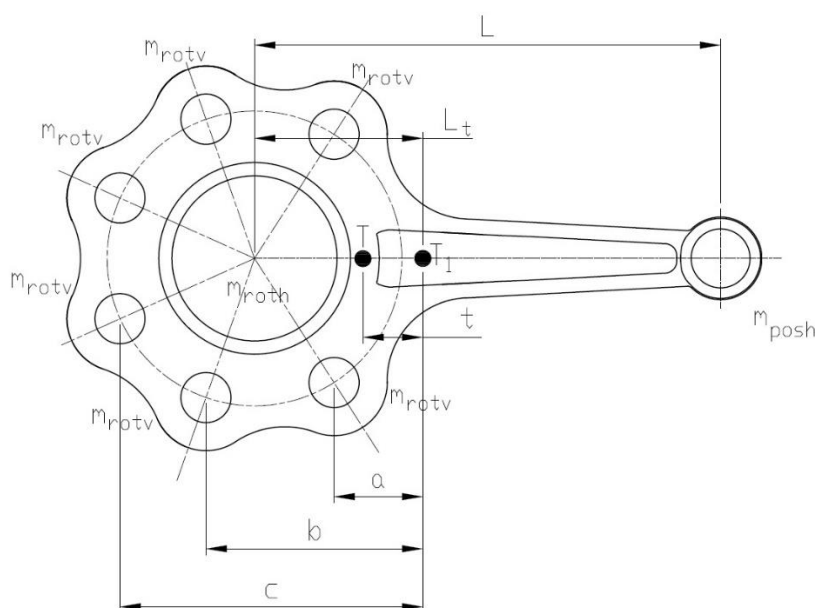
$$m_{posvc} = m_{posv} + m_{psk} + m_{pč} \text{ [kg]} \quad (113)$$

$$m_{posvc} = 0,401 \text{ kg}$$

### 19.1.2 REDUKCE HLAVNÍ OJNICE

K hlavní ojnici jsou připojené ojnice vedlejší. To znamená, že je redukce hlavní ojnice složitější než redukce ojnice vedlejší. Při redukci hlavní ojnice je nutno počítat nejen s redukovanou hmotností hlavní ojnice konající translační a rotační pohyb, ale i s redukovánými hmotnostmi vedlejších ojníc konajících rotační pohyb, které jsou k hlavní ojnici připojené a pohybují se současně s ní.

Hlavní ojnici opět redukuje do dvou hmotných bodů, kde jeden hmotný bod koná pohyb translační a druhý rotační. K hmotnosti hlavní ojnice jsou přičteny hmotnosti ojníc vedlejších konajících rotační pohyb. Tyto hmotné body jsou umístěny do středu čepů připojení vedlejších ojníc.



Obrázek 66 Redukce hlavní ojnice

Redukovaná hmotnost vedlejší ojnice konající rotační pohyb:	$m_{rotv} = 0,108 \text{ kg}$
Hmotnost hlavní ojnice s ložiskovými pouzdry a čepy:	$m_h = 1,67 \text{ kg}$
Délka hlavní ojnice:	$L = 158 \text{ mm}$
Vzdálenost těžiště hlavní ojnice, od osy velkého oka:	$L_t = 16,81 \text{ mm}$
Vzdálenost a:	$a = 10,14 \text{ mm}$
Vzdálenost b:	$b = 33,28 \text{ mm}$
Vzdálenost c:	$c = 62,44 \text{ mm}$
Redukovaná hmotnost hlavní ojnice konající translační pohyb:	$m_{posh} [\text{kg}]$
Redukovaná hmotnost hlavní ojnice konající rotační pohyb:	$m_{roth} [\text{kg}]$
Těžiště hlavní ojnice bez $m_{rotv}$ :	$T_1$
Těžiště hlavní ojnice s připočtenými hmotnostmi $m_{rotv}$ :	$T$

Polohu těžiště hlavní ojnice s čepy a ložiskovými pouzdry jsme schopni vygenerovat v programu PTC Creo 2.0. Ovšem když přičteme hmotnosti vedlejších ojníc konajících rotační pohyb, tak se tato hodnota polohy těžiště změní. Proto je nutné polohu těžiště přepočítat na skutečnou hodnotu pomocí momentové rovnováhy.

Výpočet hodnoty posunutí těžiště  $t$  [mm]:

$$m_h \cdot t = 2 \cdot m_{roth} \cdot (a - t) + 2 \cdot m_{roth} \cdot (b - t) + 2 \cdot m_{roth} \cdot (c - t) \quad (114)$$

Po úpravě a vyjádření parametru posunutí těžiště  $t$  [mm] dostáváme vztah:

$$t = \frac{-m_{roth} \cdot a - m_{roth} \cdot b - m_{roth} \cdot c}{-3 \cdot m_{roth} - \frac{m_h}{2}} \text{ [mm]} \quad (115)$$

V našem případě  $t = 8,809 \text{ mm}$  a vzdálenost těžiště velké ojnice od osy velkého oka se vypočítá podle:

$$L_{t1} = L_t - t \text{ [mm]} \quad (116)$$

V našem případě  $L_{t1} = 8,001 \text{ mm}$ .

Nyní můžeme hlavní ojnici redukovat do dvou hmotných bodů. Stejně jako v případě vedlejší ojnice použijeme rovnice [28]:

1) Zachování hmotnosti:

$$m_h = m_{roth} + m_{posh} \quad (117)$$

2) Momentová rovnováha:

$$m_{roth} \cdot (L_{t1}) = m_{posh} \cdot (L - L_{t1}) \quad (118)$$

Po úpravách rovnic (86) a (87) dostaneme vztahy pro výpočet redukované hmotnosti hlavní ojnice konající rotační a translační pohyb. Nesmíme však zapomenout do výpočtu připočítat i redukované hmotnosti vedlejších ojníc konající rotační pohyb.

$$m_{roth} = (m_h + 6 \cdot m_{roth}) \cdot \frac{L - L_{t1}}{L} \text{ [kg]} \quad (119)$$

$$m_{posh} = (m_6 + 6 \cdot m_{roth}) \cdot \frac{L_{t1}}{L} \text{ [kg]} \quad (120)$$

V našem případě jsou výsledky následující:  $m_{roth} = 2,294 \text{ kg}$ ,  $m_{posh} = 0,122 \text{ kg}$

Ve výsledku je však ještě nutné k redukované hmotnosti hlavní ojnice konající translační pohyb přičíst stejně jako u ojnice vedlejší hmotnost pístní skupiny s pístním čepem, která je spojena s touto částí ojnice a koná společně s ní translační pohyb.

Hmotnost pístní skupiny je dle zadání  $m_{psk} = 285 \text{ g}$  a hmotnost pístního čepu je dle modelu  $m_{pč} = 6,762 \text{ g}$

Výsledná redukovaná hmotnost hlavní ojnice konající translační pohyb je tedy:

$$m_{poshc} = m_{posh} + m_{psk} + m_{pč} [kg] \quad (121)$$

$$m_{poshc} = 0,414 \text{ kg}$$

## 19.2 VÝPOČET SETRVAČNÝCH SIL

### 19.2.1 SETRVAČNÉ SÍLY OD ČÁSTÍ KONAJÍCÍCH TRANSLAČNÍ POHYB

Části klikového mechanismu, které konají translační pohyb, jsou pístní skupina a redukovaná hmotnost ojnice konající translační pohyb.

Pro výpočet setrvačných sil konajících translační pohyb vycházíme z druhého Newtonova zákona. Neboli síla se rovná hmotnost násobená zrychlením.

Stejně jako rychlost a zrychlení se dají i setrvačné síly od částí konajících translační pohyb rozdělit do dvou harmonických složek, protože hmotnost násobíme první a druhou harmonickou složkou zrychlení. První harmonická složka – jednou za otáčku klikové hřídele. Druhá harmonická složka – dvakrát za otáčku klikového hřídele.

- Setrvačná síla od částí konajících translační pohyb hlavního válce [29]:

Setrvačná síla prvního řádu:

$$F_{Sh1} = -m_{poshc} \cdot a_{h1} [N] \quad (122)$$

Setrvačná síla druhého řádu:

$$F_{Sh2} = -m_{poshc} \cdot a_{h2} [N] \quad (123)$$

Kde  $a_{h1}$  a  $a_{h2}$  jsou první a druhá harmonická složka zrychlení pístu hlavního válce.

Setrvačnou sílu prvního a druhého řádu můžeme rozdělit do x-ových a y-ových složek:

Složka x setrvačné síly 1. řádu:

$$F_{Sh1X} = F_{Sh1} \cdot \sin(\delta_h) [N] \quad (124)$$

Složka x setrvačné síly 2. řádu:

$$F_{Sh2X} = F_{Sh2} \cdot \sin(\delta_h) [N] \quad (125)$$

Složka y setrvačné síly 1. řádu:

$$F_{Sh1Y} = F_{Sh1} \cdot \cos(\delta_h) [N] \quad (126)$$

Složka y setrvačné síly 2. řádu:

$$F_{Sh2Y} = F_{Sh2} \cdot \cos(\delta_h) [N] \quad (127)$$

- Setrvačná síla od částí konajících translační pohyb i-tého vedlejšího válce [29]:

Setrvačná síla prvního řádu:

$$F_{Svi1} = -m_{posvc} \cdot a_{i1} [N] \quad (128)$$

Setrvačná síla druhého řádu:

$$F_{Svi2} = -m_{posvc} \cdot a_{i2} [N] \quad (129)$$

Stejně jako u hlavního válce rozdělíme setrvačnou sílu prvního a druhého řádu do x-ových a y-ových složek:

Složka x setrvačné síly 1. řádu:

$$F_{Svi1X} = F_{Svi1} \cdot \sin(\delta_i) [N] \quad (130)$$

Složka x setrvačné síly 2. řádu:

$$F_{Svi2X} = F_{Svi2} \cdot \sin(\delta_i) [N] \quad (131)$$

Složka y setrvačné síly 1. řádu:

$$F_{Svi1Y} = F_{Svi1} \cdot \cos(\delta_i) [N] \quad (132)$$

Složka y setrvačné síly 2. řádu:

$$F_{Svi2Y} = F_{Svi2} \cdot \cos(\delta_i) [N] \quad (133)$$

Úhel  $\delta_h = 0^\circ$ , protože  $\delta_i$  je úhel mezi válci vzhledem k ose hlavního válce.

### 19.2.2 VÝSLEDNICE SETRVAČNÝCH SIL OD ČÁSTÍ KONAJÍCÍCH TRANSLAČNÍ POHYB

Výslednice setrvačných sil od částí konajících translační pohyb prvního a druhého řádu v ose x a y získáme součtem jednotlivých x-ových a y-ových složek.

Setrvačné síly prvního řádu v ose x:

$$F_{SX1} = F_{Sh1X} + F_{Sv11X} + F_{Sv21X} + F_{Sv31X} + F_{Sv41X} + F_{Sv51X} + F_{Sv61X} \quad (134)$$

$$F_{SX1} [N]$$

Setrvačné síly druhého řádu v ose x:

$$F_{SX2} = F_{Sh2X} + F_{Sv12X} + F_{Sv22X} + F_{Sv32X} + F_{Sv42X} + F_{Sv52X} + F_{Sv62X} \quad (135)$$

$$F_{SX2} [N]$$

Setrvačné síly prvního řádu v ose y:

$$F_{SY1} = F_{Sh1Y} + F_{Sv11Y} + F_{Sv21Y} + F_{Sv31Y} + F_{Sv41Y} + F_{Sv51Y} + F_{Sv61Y} \quad (136)$$

$$F_{SY1} [N]$$

Setrvačné síly druhého řádu v ose y:

$$F_{SY2} = F_{Sh2Y} + F_{Sv12Y} + F_{Sv22Y} + F_{Sv32Y} + F_{Sv42Y} + F_{Sv52Y} + F_{Sv62Y} \quad (137)$$

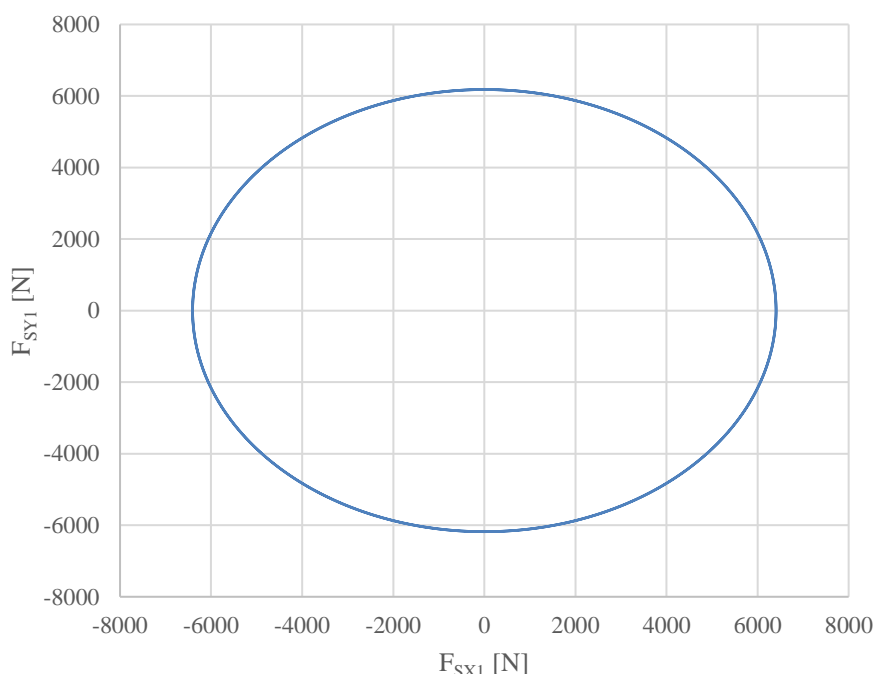
$$F_{SY2} [N]$$

Výsledné setrvačné síly prvního a druhého řádu vykreslíme do grafů, ze kterých je patrné, že průběhy grafů mají tvar elipsy. Tento průběh se snažíme co nejlépe vyvážit. Tvar elipsy však způsobuje, že se setrvačné síly posuvných částí podaří vyvážit se zbytkovou nevyváhou.

Uvažujeme pouze vyvážení setrvačných sil prvního řádu, kdy se na klikovou hřídel přidá závaží. Setrvačné síly druhého řádu by bylo složité vyvažovat u tohoto typu motoru. Byla by potřebná vyvažovací hřídel, kterou by bylo obtížné umístit do motoru. Setrvačné síly druhého řádu mají menší budící účinky než síly prvního řádu.

Maximální setrvačná síla v ose x (první řád):  $F_{SX1max} = 6406 \text{ N}$

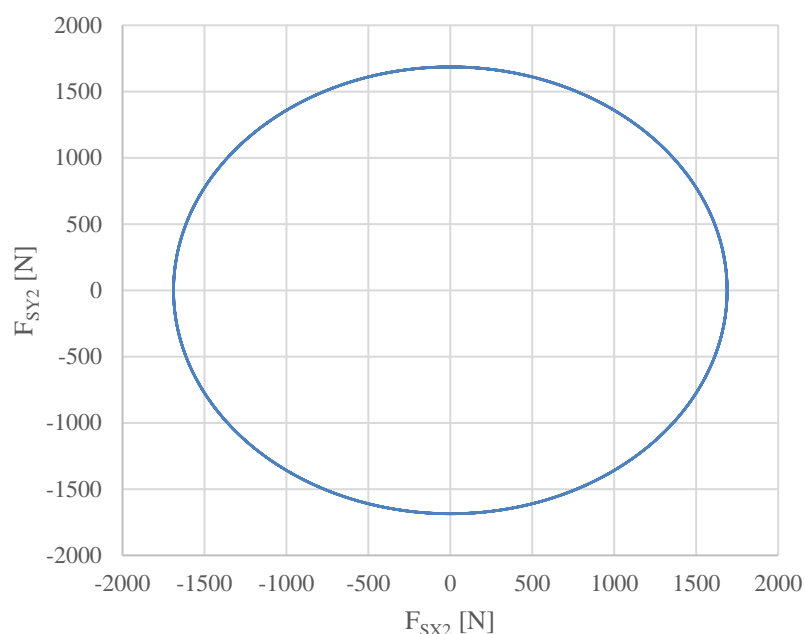
Maximální setrvačná síla v ose y (první řád):  $F_{SY1max} = 6180 \text{ N}$



Obrázek 67 Výslednice setrvačných sil prvního řádu

Maximální setrvačná síla v ose x (druhý řád):  $F_{SX2max} = 1689 \text{ N}$

Maximální setrvačná síla v ose y (druhý řád):  $F_{SY2max} = 1686 \text{ N}$

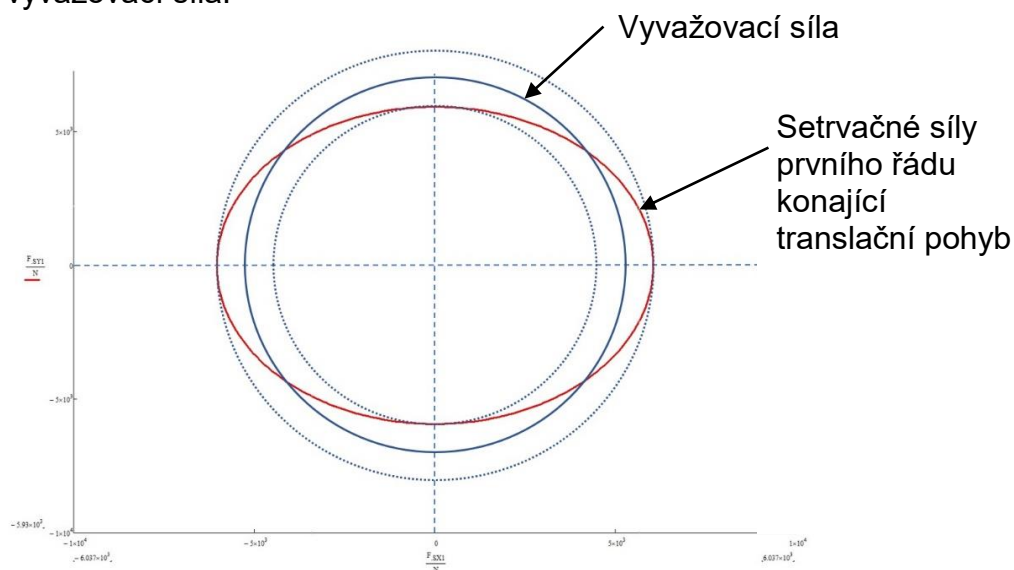


Obrázek 68 Výslednice setrvačných sil druhého řádu

### 19.2.3 SÍLA VYVAŽUJÍCÍ ČÁSTI KONAJÍCÍ TRANSLAČNÍ POHYB

Jak už bylo řečeno, tak setrvačné síly konající translační pohyb jdou vyvážit pouze částečně. Tohoto částečného vyvážení dosáhneme tak, že na klikovou hřídel přidáme vyvažovací závaží. Velikost síly, která vyvažuje translační pohyb, spočítáme jako průměrnou hodnotu maximálních hodnot sil v ose x a y.

V grafu jsou vyobrazeny setrvačné síly prvního řádu konající translační pohyb a znázorněna vyvažovací síla.



Obrázek 69 Vyvažovací síla



Vyvažovací síla:

$$F_V = \frac{F_{SX1max} + F_{SX2max}}{2} [N] \quad (138)$$

Vyvažovací síla  $F_V = 6293 \text{ N}$  se rozloží do osy x a y stejně, jako to bylo u sil setrvačných.

Vyvažovací síla v ose x:

$$F_{VX} = F_V \cdot \sin(\alpha) [N] \quad (139)$$

Vyvažovací síla v ose y:

$$F_{VY} = F_V \cdot \cos(\alpha) [N] \quad (140)$$

Kde úhel  $\alpha$  [°] je natočení klikové hřídele.

Nevyváženou sílu pak můžeme vypočítat jako součet setrvačných sil prvního řádu a sil vyvažovacích. Jejich rozdíl nám dá hodnotu nevyvážené setrvačné síly.

Nevyvážená setrvačná síla v ose x:

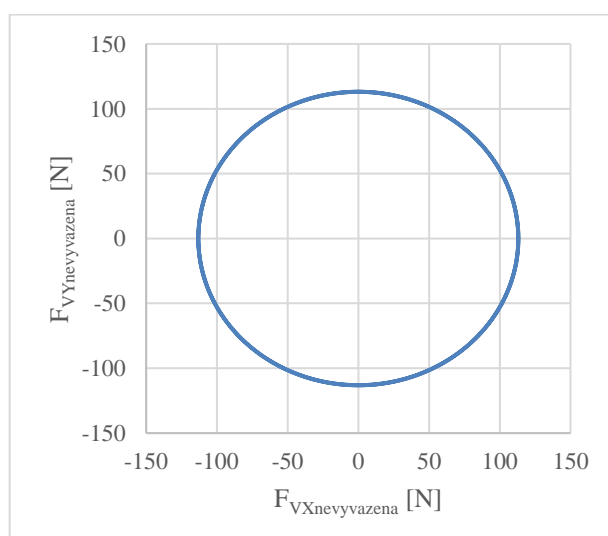
$$F_{VXnevyvážená} = F_{SX1} + F_{VX} [N] \quad (141)$$

Nevyvážená setrvačná síla v ose y:

$$F_{VYnevyvážená} = F_{SY1} + F_{VY} [N] \quad (142)$$

Nevyváženou sílu vykreslíme v grafu. Nevyvážené setrvačné síly mají průběh kružnice. Velikost nevyvážené síly je:

$$F_{Vnevyvážená} = F_{VXnevyvážená} = F_{VYnevyvážená} = 113,105 \text{ N}$$



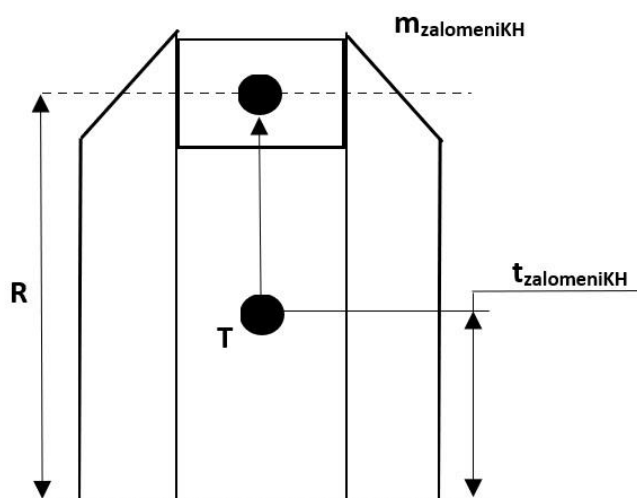
Obrázek 70 Nevývážená setrvačná síla

#### 19.2.4 SETRVAČNÉ SÍLY OD ČÁSTÍ KONAJÍCÍCH ROTAČNÍ POHYB

Části klikového mechanismu, které konají rotační pohyb, jsou kliková hřídel a redukovaná hmotnost ojnice konající rotační pohyb.

Část klikové hřídele, která má vliv na setrvačné síly, je především její zalomení. Zbytek klikové hřídele je symetrický vůči ose rotace a nevytváří setrvačnou sílu.

Hmotnost zalomení klikové hřídele redukuje do hmotného bodu, aby bylo možné s touto hmotností, která vytváří setrvačnou sílu, počítat. Pro výpočet redukované hmotnosti zalomení klikové hřídele vycházíme z úvahy, kde známe polohu těžiště a hmotnost zalomení. Tato hmotnost se pomocí momentové rovnováhy redukuje do hmotného bodu, který se nachází v ose ojničního čepu.



Obrázek 71 Redukce zalomení klikové hřídele

Poloměr zalomení klikové hřídele:	$R = 44 \text{ mm}$
Hmotnost zalomení klikové hřídele:	$m_{\text{zalomeniKH}} = 1,79 \text{ kg}$
Vzdálenost těžiště od osy otáčení:	$t_{\text{zalomeniKH}} = 34,01 \text{ mm}$

Momentová rovnováha:

$$m_{\text{red\_zalomeniKH}} \cdot R = m_{\text{zalomeniKH}} \cdot t_{\text{zalomeniKH}} \quad (143)$$

Z rovnice (94) pak můžeme vyjádřit vztah pro výpočet redukované hmotnosti zalomení klikové hřídele.

$$m_{\text{red\_zalomeniKH}} = m_{\text{zalomeniKH}} \cdot \frac{t_{\text{zalomeniKH}}}{R} [\text{kg}] \quad (144)$$

V našem případě je redukovaná hmotnost zalomení klikové hřídele:

$$m_{\text{red\_zalomeniKH}} = 1,384 \text{ kg}$$

Pro výpočet setrvačné síly od částí klikového mechanismu konajícího rotační pohyb se použije opět druhý Newtonův zákon. Stejně jako tomu bylo u výpočtu setrvačných sil od částí klikového mechanismu konajícího translační pohyb. V tomto případě pouze stačí vyjádřit zrychlení a dosadit do Newtonova zákona. Dostředivé zrychlení při rovnoměrném pohybu po kružnici:

$$\alpha = R \cdot \omega^2 [m \cdot s^{-2}] \quad (145)$$

Po dosazení do druhého Newtonova zákona dostaneme jednoduchý vztah pro výpočet setrvačné síly od částí klikového mechanismu konajícího rotační pohyb.

$$F_{Srot} = (m_{red\_zalomeniKH} + m_{roth}) \cdot R \cdot \omega^2 [kg] \quad (146)$$

Redukovaná hmotnost zalomení klikové hřídele:

$$m_{red\_zalomeniKH} = 1,384 \text{ kg}$$

Redukovaná hmotnost hlavní ojnice konající rotační pohyb:

$$m_{roth} = 2,188 \text{ kg}$$

Poloměr zalomení klikové hřídele:

$$R = 44 \text{ mm}$$

Úhlová rychlost klikové hřídele:

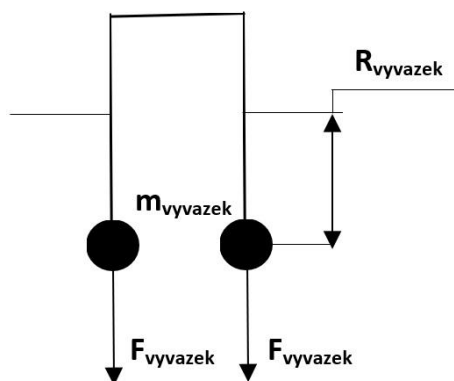
$$\omega = 314,2 \text{ rad/s}$$

Velikost setrvačné síly od částí klikového mechanismu konajícího rotační pohyb:

$$F_{Srot} = 15,969 \text{ kN}$$

### 19.3 URČENÍ HMOTNOSTI VÝVAŽKU NA KLIKOVÉ HŘÍDELI

Při určování hmotnosti vývažku na klikové hřídeli vycházíme z úvahy, kdy jsou na jednom zalomení klikové hřídele umístěny dva vývažky dle schéma na *obrázku 72*.



Obrázek 72 Určení hmotnosti vývažku na klikové hřídeli

Vzdálenost těžiště vývažku od osy otáčení klikové hřídele:  $R_{vyvazek} [mm]$

Při výpočtu hmotnosti vývažku vycházíme z následující silové rovnováhy.

$$\sum F = F_V + F_{Srot} = 2 \cdot m_{vyvazek} \cdot R_{vyvazek} \quad (147)$$

Ze silové rovnováhy můžeme vyjádřit statický moment vývažků (hmotnost vývažků násobenou vzdáleností těžiště od osy otáčení klikové hřídele) pro vyvážení setrvačných sil prvního řádu klikového mechanismu.

Statický moment vývažků k vyvážení setrvačných sil od částí klikového mechanismu konajících translační pohyb:

$$m_{translacni} \cdot r_v = \frac{F_V}{\omega^2} [kg \cdot mm] \quad (148)$$

Statický moment vývažků k vyvážení setrvačných sil od částí klikového mechanismu konajícího rotační pohyb:

$$m_{rotacni} \cdot r_v = \frac{F_{Srot}}{\omega^2} [kg \cdot mm] \quad (149)$$

Celkový statický moment vývažků:

$$m_{celkova} \cdot r_v = m_{translacni} \cdot m_{rotacni} [kg \cdot mm] \quad (150)$$

V našem případě je celkový statický moment vývažků:

$$m_{celkova} \cdot r_v = 225,567 kg \cdot mm$$

Statický moment jednoho vývažku (úvaha dvou vývažků na klikové hřídeli):

$$m_{celkova1} \cdot r_v = \frac{(m_{celkova} \cdot R_{vyvazek})}{2} [kg \cdot mm] \quad (151)$$

$$m_{celkova1} \cdot r_v = 112,784 kg \cdot mm$$

$r_v [mm]$  je teoretická vzdálenost těžiště vývažku od osy otáčení klikové hřídele.

Zde nastal problém z hlediska konstrukčního řešení klikového mechanismu. Při maximálním možném rozměru vývažku se nepodařilo dosáhnout požadované hodnoty hmotnosti vývažku, aby bylo dosaženo požadovaného vyvážení klikového mechanismu. Pokud tedy bereme v úvahu, že je vývažek ze stejného materiálu jako kliková hřídel, tedy ocel o hustotě  $7850 \text{ kg/m}^3$ . Musíme zvolit jiný způsob vyvážení setrvačných sil. Nejjednodušeji se jeví tyto dvě konstrukční varianty vyvážení:

- 1) Přidání dalšího páru vývažků a prodloužení klikové hřídele o šířku těchto vývažků.
- 2) Vývažek z jiného materiálu (s vyšší hustotou) než je materiál klikové hřídele.

Bylo rozhodnuto zachovat klikovou hřídel vyrobenou z jednoho materiálu a ze dvou kusů. V tomto případě je kliková hřídel, a hlavně hlavní ojnice jednodušší a levnější. Proto byla vybrána varianta 1).

Při postupném modelování bylo dosaženo konečných hodnot jedné dvojice vývažků:

Vzdálenost těžiště dvojice vývažků od osy otáčení klikové hřídele:

$$R_{vyvazek} = 51,576 \text{ mm}$$

Hmotnost jedné dvojice vývažků:

$$m_{vyvazek} = 2,188 \text{ kg}$$

Tímto konstrukčním řešením vývažků bylo dosaženo 100,06 % teoretické spočítané hodnoty statického momentu jednoho vývažku. Kliková hřídel se prodloužila o 20 mm na každé straně. Dohromady je kliková hřídel prodloužena o 40 mm. Toto prodloužení by nemělo nijak výrazně zkomplikovat konstrukci celého motoru.



Obrázek 73 Kliková hřídel

Výsledné sestavení hnacího ústrojí sedmiválcového hvězdicového motoru je zobrazeno na obrázku 74.



Obrázek 74 Výsledná sestava klikového mechanismu

## ZÁVĚR

V diplomové práci je vypracovaný návrh hnacího ústrojí zážehového sedmiválcového hvězdicového leteckého motoru. Základní parametry válcové jednotky vychází z motoru Škoda 1.2 HTP 12V 47kW AZQ. Byly převzaty rozměry pístu a rozměry ojnice. Délka ojnice musela být z hlediska konstrukčního uspořádání motoru prodloužena o 20 mm oproti zadání.

Kinematika mechanismu byla vypočítána tak, aby kompresní poměry v jednotlivých válcích byly stejné a lišily se pouze v setinách procent. Pro výpočet rychlosti a zrychlení jednotlivých pístů bylo efektivně použito Fourierovy řady, která nám poskytla první a druhé harmonické složky rychlostí a zrychlení.

V programu PTC Creo 2.0 byl vytvořený 3D model hnacího ústrojí. Bylo rozhodnuto použít dělenou klikovou hřídel a hlavní ojnici z jednoho kusu. Hlavní ojnice je potom značně jednodušší.

Součástí diplomové práce je pevnostní analýza vybraných komponent. V tomto případě byla provedena pevnostní analýza vedlejší ojnice a její následná kontrola na únavovou bezpečnost. Únavová bezpečnost byla provedena pro šest různých materiálů vedlejší ojnice a pro tři varianty pravděpodobnosti přežití. Naše snaha byla dosáhnout pravděpodobnosti přežití 99,9% a únavové bezpečnosti  $k$  alespoň 1,5. Tohoto cíle se nepodařilo dosáhnout, a proto bylo potřebné vedlejší ojnici v kritických místech zesílit. Druhá upravená varianta vedlejší ojnice vyšla z hlediska únavové bezpečnosti o poznání lépe. Ve výsledku se podařilo dosáhnout pěti vyhovujících variant pro pravděpodobnost přežití 99,9% s únavovou bezpečností  $k > 1,5$ . Těchto výsledků se podařilo dosáhnout u použitých materiálů 15 241, 15 142, 15 261 dle ČSN.

Dále byla provedena pevnostní kontrola pístního čepu a ojnicního čepu vedlejší ojnice. Kontrola čepů byla provedena na střih a otláčení pro dva různé materiály (14 220, 16 220 dle ČSN). V případě pístního čepu vyšla kontrola pozitivně pro oba materiály. V případě ojnicního čepu vedlejší ojnice vyšlo maximální působící napětí na střih pro materiál 14 220 téměř stejně velké jako napětí dovolené. U tohoto čepu je lepší použít materiál 16 220, kdy je rozdíl mezi maximálním a dovoleným napětím větší. Vedlejší ojnice byla zkontrolována na vzpěr, kdy pro materiály 15 241 a 15 261 dle ČSN vyšla bezpečnost  $k > 4$ .

Při výpočtu vyvažování klikového mechanismu bylo zjištěno, že síla nutná k vyvážení je příliš velká. Nejsme schopni z konstrukčního a zástavbového hlediska na klikové hřídeli vymodelovat tak velký vývažek potřebný k vyvážení této síly. Bylo rozhodnuto prodloužit klikovou hřídel a přidat další dvojici vývažků. Hřídel se prodloužila o 20 mm z každé strany. Výsledná hmotnost jedné dvojice vývažků je 2,188 kg s poloměrem těžiště 51,58 mm. Tato skutečná hmotnost vývažků je 100,06% hodnoty teoreticky spočítané ideální hmotnosti vývažků potřebné k vyvážení setrvačných sil prvního řádu.

V dalších krocích této práce by bylo potřebné udělat pevnostní kontrolu hlavní ojnice a klikové hřídele. Dále je potřebné udělat kontrolu těchto částí na únavovou bezpečnost, podobně jako tomu bylo v případě ojnice vedlejší.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] PÍŠTĚK, V., DRÁPAL, L., *Kinematika klikového mechanismu s vedlejší ojnící*. (přednáška) Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012
- [2] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.
- [3] Čtyřdobý zážehový motor | Eduportál Techmania. Eduportál | Eduportál Techmania [online]. Copyright © Techmania Science Center, o.p.s. [cit. 14.03.2019]. Dostupné z: <https://edu.techmania.cz/cs/>
- [4] Střední průmyslová škola Ostrava - Vítkovice, příspěvková organizace - Úvod [online]. Copyright © [cit. 14.03.2019]. Dostupné z: [https://www.spszengrova.cz/texty/texty/PRA/PRAXE-Montaze\\_r\\_FLE.pdf](https://www.spszengrova.cz/texty/texty/PRA/PRAXE-Montaze_r_FLE.pdf)
- [5] BMW 801 C-2 : Německo (DEU). Úvodní stránka forum.valka.cz [online]. Copyright © 1998 [cit. 14.03.2019]. Dostupné z: <https://forum.valka.cz/topic/view/68844/BMW-801-C-2>
- [6] Evolution hvězdicový žhavicí motor 7-válec 4-takt 35ccm (EVOE735) | Astra. [online]. Copyright © 1991 [cit. 14.03.2019]. Dostupné z: <https://www.astramodel.cz/cz/katalog/evolution/evolution-hvezdicovy-zhavici-motor-7-valec-4-takt-35ccm-p26428.html>
- [7] PALBA.CZ • Zobrazit téma - Pístové letecké motory. PALBA.CZ • Portál [online]. Copyright © phpBB Group [cit. 14.03.2019]. Dostupné z: <http://www.palba.cz/viewtopic.php?t=3027>
- [8] PÍŠTĚK, V., DRÁPAL, L., *Kinematika centrického klikového mechanismu*. (přednáška) Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012
- [9] Harmonická analýza [online]. [cit. 14.03.2019]. Dostupné na: <http://slaboproud.sweb.cz/elt2/stranky1/elt048.htm>
- [10] PÍŠTĚK, V., DRÁPAL, L., *Zatížení částí klikového mechanismu*. (přednáška) Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012
- [11] Total Materia - Home. Total Materia - The world's most comprehensive materials database [online]. Copyright © 2019 Key to Metals AG. Všechna práva vyhrazena. [cit. 14.03.2019]. Dostupné z: <https://www.totalmateria.com/page.aspx?ID=Home&LN=CZ>
- [12] Automotive Saarl. [online]. Dostupné z: <https://www.saarstahl.com/sag/en/products/steel-solution/automotive/index.shtml>
- [13] NOVOTNÝ, P., *Klikový mechanismus – část 1 – únava součástí*. (přednáška) Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [14] Nauka o materiálu, Únava materiálu. [online]. Dostupné z: [https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/content/files/Slide6\\_UnavaMaterialu.pdf](https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/content/files/Slide6_UnavaMaterialu.pdf)
- [15] Modul pružnosti v tahu – Wikipedie. [online]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Modul\\_pru%C5%BEnosti\\_v\\_tahu](https://cs.wikipedia.org/wiki/Modul_pru%C5%BEnosti_v_tahu)
- [16] Poissonova konstanta – Wikipedie. [online]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Poissonova\\_konstanta](https://cs.wikipedia.org/wiki/Poissonova_konstanta)
- [17] Hex-dominant Mesh Generation with Directionality Control [online]. Dostupné z: <https://www.semanticscholar.org/paper/Hex-Dominant-Mesh-Generation-with-Directionality-Yamakawa-Shimada/>

- [18] *Katedra mechaniky | KME* [online]. Copyright © [cit. 14.03.2019]. Dostupné z: [https://www.kme.zcu.cz/kmet/ppe/teorie/12\\_natp\\_02.pdf](https://www.kme.zcu.cz/kmet/ppe/teorie/12_natp_02.pdf)
- [19] *Fatigue Modifying Factors . RoyMech Index page* [online]. Dostupné z: [http://www.roytech.co.uk/Useful\\_Tables/Fatigue/FAT\\_Mod\\_factors.html](http://www.roytech.co.uk/Useful_Tables/Fatigue/FAT_Mod_factors.html)
- [20] *Mechanické vlastnosti polymerů – dynamické únavové namáhání. Publi.cz – platforma pro multimediální eBooky neboli mKnihy* [online]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/180/10.html>
- [21] KOŠTÁL, Jan a Bohuslav SUK. *Pístové spalovací motory*. Praha: Nakladatelství Československé akademie věd, 1963.
- [22] KOCÁB, Jindřich. *Letadlové motory*. Praha: KANT, 2000. ISBN 80-902914-0-6.
- [23] ŠTOSS, Milan. *Spalovací motory I*. Brno, 1992.
- [24] NOVOTNÝ, P., *Aplikované metody řešení únavového poškození I*. (přednáška) Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [25] *Střední průmyslová škola Ostrava - Vítkovice, příspěvková organizace - Úvod* [online]. Copyright © [cit. 14.03.2019]. Dostupné z: [https://www.spszengrova.cz/texty/texty/MEC/17\\_MEC\\_VZPER\\_2\\_ROCNIK-UT.pdf](https://www.spszengrova.cz/texty/texty/MEC/17_MEC_VZPER_2_ROCNIK-UT.pdf)
- [26] *Výpočet kvadratického momentu průřezu - Portál pro strojní konstruktéry. Portál pro strojní konstruktéry* [online]. Copyright © 2013 [cit. 14.03.2019]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/14-kvadraticky-moment-a-modul-prurezu-v-ohybu>
- [27] PILGR, M., *Kovové konstrukce – Podklady pro navrhování prvků ocelových konstrukcí*. [online]. Dostupné z: <https://www.fce.vutbr.cz/kdk/pilgr.m/studijni-materialy/PilgrM-PrvkyKK-2018.pdf>
- [28] PÍŠTĚK, V., DRÁPAL, L., *Síly a momenty v klikovém mechanismu*. (přednáška) Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012
- [29] PÍŠTĚK, V., DRÁPAL, L., *Vyvažování klikového mechanismu*. (přednáška) Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012



**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

$a$	[m/s <sup>2</sup> ] Zrychlení
$a_{hvzorec}$	[m/s <sup>2</sup> ] Zrychlení pístu hlavního válce dle vztahu
$a_i$	[m/s <sup>2</sup> ] Zrychlení i-tého pístu dle fourierovy řady
$A_{i1}$	[-] Fourierův součinitel 1 pro první harmonickou složku
$a_{i1}$	[m/s <sup>2</sup> ] První harmonická složky zrychlení i-tého pístu dle fourierovy řady
$A_{i2}$	[-] Fourierův součinitel 1 pro druhou harmonickou složku
$a_{i2}$	[m/s <sup>2</sup> ] Druhá harmonická složky zrychlení i-tého pístu dle fourierovy řady
$a_{ivzorec}$	[m/s <sup>2</sup> ] Zrychlení pístu i-tého vedlejšího válce
$a_n$	[-] Fourierův součinitel 1
$a_\eta$	[-] Experimentálně stanovený koeficient součinitele vlivu povrchu 1
$b$	[mm] Délka kontaktní plochy pístního čepu s ojnicí
$B_{i1}$	[-] Fourierův součinitel 2 pro první harmonickou složku
$B_{i2}$	[-] Fourierův součinitel 2 pro druhou harmonickou složku
$b_n$	[-] Fourierův součinitel 2
$b_\eta$	[-] Experimentálně stanovený koeficient součinitele vlivu povrchu 2
$c$	[mm] Délka kontaktní plochy ojnicního čepu s hlavní ojnicí
$C_k$	[-] Počet dílků
$D$	[mm] Vrtání
$d$	[mm] Délka kontaktní plochy ojnicního čepu s vedlejší ojnicí
$D_{o\_cep}$	[mm] Průměr ojnicního čepu vedlejší ojnice
$d_{o\_cep}$	[mm] Vnitřní průměr ojnicního čepu vedlejší ojnice
$D_{p\_cep}$	[mm] Průměr pístního čepu
$d_{p\_cep}$	[mm] Vnitřní průměr pístního čepu
$d_{vzorek}$	[mm] Průměr zkušebního vzorku
$E$	[MPa] Modul pružnosti v tahu
$E_i$	[-] Konstrukční konstanta klikového ústrojí 1
$f_0$	[Hz] Kmitočet
$f_G$	[-] Korekční součinitel
$F_i$	[-] Konstrukční konstanta klikového ústrojí 4
$F_{kr}$	[N] Kritická síla
$F_{oci}$	[N] Výsledná síla zatěžující ojnicní čep

$F_{oi}$	[N]	Výsledná síla působící v ojnici
$F_{pi}$	[N]	Výsledná síla působící v ose válce
$F_{ppi}$	[N]	Výsledná síla zatěžující pístní čep v ose válce
$F_{rci}$	[N]	Výsledná radiální síla zatěžující ojniční čep
$F_{ri}$	[N]	Radiální složka výsledné síly působící v ojnici
$F_{roi}$	[N]	Setrvačná síla rotující části ojnice
$F_{Sh1}$	[N]	Setrvačná síla prvního řádu od částí konajících translační pohyb hlavního válce
$F_{Sh1X}$	[N]	X-ová složka setrvačné síly prvního řádu od částí konajících translační pohyb hlavního válce
$F_{Sh1Y}$	[N]	Y-ová složka setrvačné síly prvního řádu od částí konajících translační pohyb hlavního válce
$F_{Sh2}$	[N]	Setrvačná síla druhého řádu od částí konajících translační pohyb hlavního válce
$F_{Sh2X}$	[N]	X-ová složka setrvačné síly druhého řádu od částí konajících translační pohyb hlavního válce
$F_{Sh2Y}$	[N]	Y-ová složka setrvačné síly druhého řádu od částí konajících translační pohyb hlavního válce
$F_{Srot}$	[N]	Setrvačná síla od částí klikového mechanismu konajících rotační pohyb
$F_{Svi1}$	[N]	Setrvačná síla prvního řádu od částí konajících translační pohyb vedlejšího válce
$F_{Svi1X}$	[N]	X-ová složka setrvačné síly prvního řádu od částí konajících translační pohyb vedlejšího válce
$F_{Svi1Y}$	[N]	Y-ová složka setrvačné síly prvního řádu od částí konajících translační pohyb vedlejšího válce
$F_{Svi2}$	[N]	Setrvačná síla druhého řádu od částí konajících translační pohyb vedlejšího válce
$F_{Svi2X}$	[N]	X-ová složka setrvačné síly druhého řádu od částí konajících translační pohyb vedlejšího válce
$F_{Svi2Y}$	[N]	Y-ová složka setrvačné síly druhého řádu od částí konajících translační pohyb vedlejšího válce
$F_{SX1}$	[N]	Setrvačné síly prvního řádu v ose x
$F_{SX1max}$	[N]	Maximální setrvačná síla v ose x (první řád)
$F_{SX2}$	[N]	Setrvačné síly druhého řádu v ose x
$F_{SX2max}$	[N]	Maximální setrvačná síla v ose x (druhý řád)
$F_{SY1}$	[N]	Setrvačné síly prvního řádu v ose y
$F_{SY1max}$	[N]	Maximální setrvačná síla v ose y (první řád)
$F_{SY2}$	[N]	Setrvačné síly druhého řádu v ose y
$F_{SY2max}$	[N]	Maximální setrvačná síla v ose y (druhý řád)
$F_{ti}$	[N]	Tečná složka výsledné síly působící v ojnici

$F_v$	[N]	Vyvažovací síla
$F_{v\text{nevyvážená}}$	[N]	Nevyvážená setrvačná síla
$F_{vx}$	[N]	Vyvažovací síla v ose x
$F_{vx\text{nevyvážená}}$	[N]	Nevyvážená setrvačná síla v ose x
$F_{vy}$	[N]	Vyvažovací síla v ose y
$F_{vy\text{nevyvážená}}$	[N]	Nevyvážená setrvačná síla v ose y
$H$	[-]	Osa hlavního válce
$h_{\text{celk}}$	[mm]	Vzdálenost horní hrany kompresního objemu hlavního válce od osy KH
$HMH$	[MPa]	Redukované napětí dle Huber, von Mises a Hencky
$HÚ$	[-]	Horní úvrať hlavního válce
$HÚ_1$	[-]	Horní úvrať vedlejšího válce
$i$	[-]	i-tý vedlejší válec
$i_v$	[-]	Počet válců motoru
$j$	[°]	Úhel pootočení klikové hřídele
$k$	[-]	Únavová bezpečnost
$KH$	[-]	Kliková hřídel
$k_h$	[mm]	Výška kompresního objemu hlavního válce
$k_{vi}$	[mm]	Výška kompresního objemu i-tého vedlejšího válce
$k_{vzpěr}$	[-]	Součinitel bezpečnosti (vzpěr)
$L$	[mm]	Délka hlavní ojnice
$l$	[mm]	Délka vedlejší ojnice
$l_d$	[mm]	Délka prutu
$l_{\text{min}}$	[mm]	Minimální kvadratický moment průřezu
$l_o$	[mm]	Délka ojnicního čepu vedlejší ojnice
$l_p$	[mm]	Délka pístního čepu
$l_t$	[mm]	Vzdálenost těžiště vedlejší ojnice
$L_t$	[mm]	Vzdálenost těžiště hlavní ojnice od osy velkého oka
$m_{\text{celkova}}$	[kg]	Celková hmotnost vývažků
$m_{\text{celkova}1}$	[kg]	Hmotnost jedné dvojice vývažků
$m_h$	[kg]	Hmotnost hlavní ojnice s ložiskovými pouzdry a čepy
$MKP$	[-]	Metoda konečných prvků
$m_{pč}$	[kg]	Hmotnost pístního čepu

$m_{posh}$	[kg]	Redukovaná hmotnost hlavní ojnice konající translační pohyb
$m_{posh}$	[kg]	Redukovaná hmotnost hlavní ojnice konající translační pohyb
$m_{poshc}$	[kg]	Výsledná redukovaná hmotnost hlavní ojnice konající translační pohyb
$m_{posv}$	[kg]	Redukovaná hmotnost vedlejší ojnice konající translační pohyb
$m_{posvc}$	[kg]	Výsledná redukovaná hmotnost vedlejší ojnice konající translační pohyb
$m_{psk}$	[kg]	Hmotnost pístní skupiny
$m_{red\_zalomeniKH}$	[kg]	Redukovaná hmotnost zalomení klikové hřídele
$m_{roth}$	[kg]	Redukovaná hmotnost hlavní ojnice konající rotační pohyb
$m_{roth}$	[kg]	Redukovaná hmotnost hlavní ojnice konající rotační pohyb
$m_{rotv}$	[kg]	Redukovaná hmotnost vedlejší ojnice konající rotační pohyb
$m_{rotv}$	[kg]	Redukovaná hmotnost vedlejší ojnice konající rotační pohyb
$m_{rotv}$	[kg]	Redukovaná hmotnost vedlejší ojnice konající rotační pohyb
$m_v$	[kg]	Hmotnost vedlejší ojnice i s ložiskovými pouzdry
$m_{vyvazek}$	[kg]	Skutečná hmotnost jedné dvojice vývažků
$m_{zalomeniKH}$	[kg]	Hmotnost zalomení klikové hřídele
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Jmenovité otáčky motoru
$N'_{pi}$	[N]	Normálová síla od tlaku plynů – reakce v uložení kliky
$n_n$	[-]	Stupeň harmonické složky
$N_{pci}$	[N]	Výsledná normálová síla
$N_{pi}$	[N]	Normálová síla od tlaku plynů
$P''_{oi}$	[N]	Síla od tlaku plynů zatěžující hlavní ložiska
$P''_{pi}$	[N]	Síla od tlaku plynů zatěžující hlavu válce a klikovou skříň
$p_{atm}$	[Pa]	Atmosférický tlak
$p_D$	[MPa]	Maximální dovolený tlak
$p_i$	[Pa]	Tlak i-tého válce
$p_{ib}$	[bar]	Tlak i-tého válce v jednotkách bar
$p_{o\_hlavni\_ojnice}$	[MPa]	Tlak na kontaktní ploše ojničního čepu s vedlejší ojnicí
$p_{o\_ojnice}$	[MPa]	Tlak na kontaktní ploše ojničního čepu s hlavní ojnicí
$P_{oi}$	[N]	Síla od tlaku plynů působící v ojnici
$p_{ojnice}$	[MPa]	Tlak na kontaktní ploše pístního čepu s ojnicí
$P_{pi}$	[N]	Síly působící od tlaku plynů
$p_{pist}$	[MPa]	Tlak na kontaktní ploše pístního čepu s pístem

$P_{ri}$	[N]	Radiální složka ojnicí síly od tlaku plynů
$P_{ti}$	[N]	Tečná složka ojnicí síly od tlaku plynů
$r$	[mm]	Délka ojnicí kliky
$R$	[mm]	Délka zalomení klikové hřídele
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti
$r_v$	[mm]	Vzdálenost těžiště vývažku od osy otáčení klikové hřídele
$R_{vyvazek}$	[mm]	Vzdálenost těžiště vývažku od osy otáčení klikové hřídele
$s$	[m]	Dráha
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	Čelní plocha pístu
$S_{otlacení\_ho}$	[mm <sup>2</sup> ]	Průmět styčné plochy ojnicího čepu do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly v hlavní ojnici
$S_d$	[mm <sup>2</sup> ]	Plošný obsah průřezu prutu
$S_h$	[mm]	Dráha pístu hlavního válce
$S_{hmax}$	[mm]	Horní úvrat' pístu hlavního válce
$S_{hmin}$	[mm]	Dolní úvrat' pístu hlavního válce
$S_{ifourier}$	[m]	Dráha i-tého pístu dle fourierovy řady
$S_{imax}$	[mm]	Vzdálenost horní úvratě i-tého vedlejšího válce od osy otáčení KH
$S_{imax}$	[mm]	Vzdálenost horní úvratě i-tého vedlejšího válce od osy otáčení KH
$S_{imin}$	[mm]	Vzdálenost dolní úvratě i-tého vedlejšího válce od osy otáčení KH
$S_{o\_cep}$	[mm <sup>2</sup> ]	Průřez ojnicího čepu
$S_{otlacení\_ojnice}$	[mm <sup>2</sup> ]	Průmět styčné plochy pístního čepu do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly ve vedlejší ojnici
$S_{otlacení\_pist}$	[mm <sup>2</sup> ]	Průmět styčné plochy pístního čepu do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly v pístu
$S_{otlacení\_vo}$	[mm <sup>2</sup> ]	Průmět styčné plochy ojnicího čepu do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly ve vedlejší ojnici
$S_{p\_cep}$	[mm <sup>2</sup> ]	Průřez pístního čepu
$S_{pi}$	[N]	Setrvačná síla posuvných částí
$S_{ppi}$	[N]	Setrvačná síla pístní skupiny bez pístního čepu
$t$	[s]	Čas
$T$	[-]	Těžiště
$t$	[mm]	Posunutí těžiště
$T_1$	[-]	Těžiště hlavní ojnice bez $m_{roty}$

$T_p$	[s]	Perioda
$t_{zalomeniKH}$	[mm]	Vzdálenost těžiště zalomení KH od osy otáčení
$v$	[m/s]	Rychlost
$V_h$	[cm <sup>3</sup> ]	Objem hlavního válce
$V_{hvzorec}$	[m/s]	Rychlost pístu hlavního válce dle vztahu
$V_i$	[-]	Osy vedlejších válců
$v_i$	[m/s]	Rychlost i-tého pístu dle fourierovy řady
$V_i$	[cm <sup>3</sup> ]	Objem i-tého vedlejšího válce
$v_{i1}$	[m/s]	První harmonická složka rychlosti i-tého pístu dle fourierovy řady
$v_{i2}$	[m/s]	Druhá harmonická složky rychlosti i-tého pístu dle fourierovy řady
$V_{ivzorec}$	[m/s]	Rychlost pístu i-tého vedlejšího válce
$V_{kh}$	[cm <sup>3</sup> ]	Kompresní objem hlavního válce
$V_{ki}$	[cm <sup>3</sup> ]	Kompresní objem i-tého vedlejšího válce
$vp$	[-]	Vliv pravděpodobnosti přežití
$V_{zh}$	[cm <sup>3</sup> ]	Zdvihový objem hlavního válce
$V_{zi}$	[cm <sup>3</sup> ]	Zdvihový objem i-tého vedlejšího válce
$x$	[mm]	Délka kontaktní plochy pístního čepu s pístem
$X1X2$	[mm]	Vzdálenost uzlu 1 na povrchu součásti a uzlu 2 pod povrchem
$y_k$	[-]	Zkoumaná periodická funkce
$Z_h$	[mm]	Zdvih pístu hlavního válce
$Z_i$	[mm]	Zdvih i-tého vedlejšího válce
$\alpha$	[°]	Úhel natočení ramene klikové hřídele od osy hlavního válce
$\alpha_i$	[°]	Úhel natočení klikové hřídele od osy i-tého vedlejšího válce
$\alpha_k$	[°]	Úhel natočení
$\alpha_t$	[-]	Součinitel tvaru
$\alpha_{tep}$	[1/°C]	Koeficient teplotní roztažnosti
$\beta$	[°]	Úhel odklonu hlavní ojnice od osy hlavního válce
$\beta_i$	[°]	Úhel odklonu i-té vedlejší ojnice od osy i-tého vedlejšího válce
$\beta_t$	[-]	Součinitel vrubu
$\gamma$	[°]	Úhel mezi válci
$\gamma_i$	[°]	Úhel mezi osou hlavní ojnice a ramenem vedlejší ojnice
$\delta$	[°]	Úhel mezi válci

$\delta_i$	[°]	Úhel, který svírá osa i-tého vedlejšího válce s osou hlavního válce
$\Delta\sigma_i$	[MPa]	Rozkmit napětí
$\eta$	[-]	Součinitel vlivu povrchu
$\Theta_i$	[-]	Konstrukční konstanta klikového ústrojí 3
$\lambda$	[-]	Klikový poměr
$\lambda_m$	[-]	Mezní štíhlost
$\lambda_{vz}$	[-]	Štíhlost prutu
$\mu$	[-]	Poissonovo číslo
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota
$\sigma_a$	[MPa]	Amplituda napětí
$\sigma_{Co}$	[MPa]	Mez únavy v ohybu
$\sigma_{Ct}$	[MPa]	Mez únavy v tahu/tlaku
$\sigma_{Do}$	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku
$\sigma_{Dt}$	[MPa]	Dovolené napětí v tahu
$\sigma_{Dtvz}$	[MPa]	Dovolené napětí v tahu/tlaku
$\sigma_{kr}$	[MPa]	Kritické napětí
$\sigma_m$	[MPa]	Střední napětí
$\sigma_{max}$	[MPa]	Maximální působící napětí
$\sigma_{min}$	[MPa]	Minimální působící napětí
$\sigma_{tah}$	[MPa]	Redukované napětí dle HMM v tahu
$\sigma_{tlak}$	[MPa]	Redukované napětí dle HMM v tlaku
$\sigma_{vz}$	[MPa]	Napětí v tlaku (vzpěr)
$\sigma_{X1}$	[MPa]	Napětí v uzlu 1 na povrchu součásti
$\sigma_{X2}$	[MPa]	Napětí v uzlu 2 pod povrchem ve vzdálenosti $X1X2$ kolmo od povrchu v místě uzlu 1
$T_D$	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
$T_o$	[MPa]	Napětí ve stříhu u ojnicního čepu
$T_p$	[MPa]	Napětí ve stříhu u pístního čepu
$\varphi$	[-]	Pořadí zapalování
$\Phi_i$	[-]	Konstrukční konstanta klikového ústrojí 2
$\chi_R$	[-]	Poměrný gradient napětí
$\psi_i$	[°]	Korekce úhlu $\gamma_i$
$\psi_{iodhad}$	[°]	Teoretický odhad úhlu $\psi$

$\omega$	[rad/s]	Úhlová rychlost klikové hřídele
$\varepsilon_h$	[-]	Kompresní poměr hlavního válce
$\varepsilon_i$	[-]	Kompresní poměr i-tého vedlejšího válce
$\varepsilon_p$	[-]	Poměrná deformace



## SEZNAM PŘÍLOH

### Výkresová dokumentace:

A2-A/0-10/04/19	Výkres sestavení	Hnací ústrojí
A3-A/1-09/04/19	Výkres sestavení	Sestava hlavní ojnice
A3-A/2-09/04/19	Výkres sestavení	Sestava vedlejší ojnice
A3-A/3-08/04/19	Výkres součástí	Kliková hřídel 1
A3-A/4-08/04/19	Výkres součástí	Kliková hřídel 2
A3-B/0-09/04/19	Výkres součástí	Hlavní ojnice
A4-B/1-03/04/19	Výkres součástí	Vedlejší ojnice
A4-B/2-03/04/19	Výkres součástí	Čep vedlejší ojnice
A4-B/3-03/04/19	Výkres součástí	Pístní čep

### Elektronické přílohy:

Výpočty v programu Mathcad 14:

- 1) Kinematika klikového mechanismu
- 2) Výpočet rychlosti, zrychlení a jejich harmonických složek jednotlivých pístů pomocí Fourierova rozkladu
- 3) Kontrola výpočtu rychlosti a zrychlení pístů
- 4) Síly v klikovém mechanismu
- 5) Pevnostní kontrola vybraných komponent
- 6) Redukce hlavní a vedlejší ojnice do dvou hmotných bodů
- 7) Výpočet setrvačných sil
- 8) Vyvažovací síla vyvažující části konajících translační pohyb
- 9) Setrvačné síly od částí konajících rotační pohyb
- 10) Určení hmotnosti vývažku na klikové hřídeli